



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY**

LOCKING DIFFERENTIALS

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Daniel Odložilík**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.**

**BRNO 2019**

# Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Daniel Odložilík**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

## Samosvorné diferenciály

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem závěrečné bakalářské práce je komplexní studium, rozbor a vlastní hodnocení konstrukčních provedení samosvorných diferenciálů.

### Cíle bakalářské práce:

Cílem závěrečné bakalářské práce je vytvořit ucelený přehled problematiky samosvorných diferenciálů. Práce bude obsahovat historický a teoretický úvod, příklady používaných konstrukcí s vlastním kritickým zhodnocením jejich předností a nedostatků.

### Seznam doporučené literatury:

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA, Jiří Automobily. 2, Převodná ústrojí motorových vozidel. Nové a upr. vyd. Brno: Avid, [2008]. ISBN 978-80-87143-04-9.

VLK, František. Převodová ústrojí motorových vozidel. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-23-0025-0. Dostupné také z:

<http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:325c16d0-2f60-11e5-8851-005056827e51>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Cílem bakalářské práce je vytvoření rešerše a celkového zhodnocení základních typů samosvorných diferenciálů. Bakalářská práce je rozdělena do čtyř kapitol. První kapitola je zaměřena na konstrukci rozvodovek a typy stálých převodů, které jsou s diferenciály úzce spjaty. Druhá kapitola pojednává o historických a teoretických základech otevřených diferenciálů, s poukázáním na jejich jistá konstrukční omezení. Následující třetí kapitola se věnuje hlubší problematice samosvorných diferenciálů, především popisu jednotlivých typů samosvorných diferenciálů, včetně jejich zhodnocení. Čtvrtá kapitola je poté zaměřena na samotné aktivní systémy automobilek, které využívají (a zlepšují) funkce otevřených nebo samosvorných diferenciálů.

## KLÍČOVÁ SLOVA

rozvodovky, stálé převody, otevřené diferenciály, uzavřené diferenciály, samosvorné diferenciály, nápravové diferenciály, aktivní systémy

## ABSTRACT

The aim of the bachelor thesis is to create research and general evaluation of basic types of locking differentials. Bachelor thesis is divided into four chapters. The first chapter focuses on the design of final drive cases and types of final drives, which are closely related to the differentials. The following second chapter deals with the historical and theoretical basis of differentials. The following third chapter deals with deeper problems of locking differentials, especially description of individual types of locking differentials, including their evaluation. Last fourth chapter is (then) focused on the automotive systems themselves, which use (and improve) the function of open differentials or locking differentials.

## KEYWORDS

final drive cases, final drives, open differentials, locked differentials, self – locking differentials, locking differentials, axle differentials, active systems, torque vectoring

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ODLOŽILÍK, D. *Samosvorné diferenciály*. Brno, 2019. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 68 s. Vedoucí bakalářské práce Zdeněk Kaplan.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeňka Kaplana, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Daniel Odložilík

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych zde chtěl poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Zdeňkovi Kaplanovi, CSc. za trpělivost, cenné rady a zkušenosti, které mi při tvorbě práce poskytnul. Také bych chtěl poděkovat mé rodině, která mne po celou dobu studia podporovala.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Rozvodovky a stálé převody.....	10
1.1 Druhy stálých převodů s kuželovými ozubenými koly .....	10
1.2 Druhy stálých převodů s kuželovými a čelními ozubenými koly.....	11
1.3 Druhy stálých převodů s čelními ozubenými koly .....	13
1.4 Konstrukce rozvodovek a stálých převodů .....	14
2 Otevřené diferenciály .....	17
2.1 Konstrukce a princip činnosti .....	17
3 Samosvorné diferenciály .....	23
3.1 Kinematické a momentové poměry samosvorných diferenciálů .....	23
3.2 Samosvorný diferenciál váčkového typu .....	25
3.3 Samosvorný diferenciál šnekového typu Torsen .....	27
3.4 Samosvorný diferenciál s třecími členy .....	32
3.5 Samosvorný diferenciál s viskózními členy .....	40
4 Aktivní diferenciály a systémy .....	43
4.1 Brzděné diferenciály .....	43
4.2 Aktivní diferenciály (Torque Vectoring) .....	45
4.3 Další typy aktivních diferenciálů .....	56
Závěr.....	60
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	67



## ÚVOD

*„Nic na světě není těžké, rozdělíte-li si to na malé práce.“*

Henry Ford

Tento citát od Henryho Forda, amerického podnikatele a průkopníka automobilového průmyslu, mne podpořil v myšlence rozboru a vlastního zhodnocení určitého složitějšího a komplexnějšího tématu, kterým samosvorné diferenciály bezesporu jsou.

Abychom však mohli celé problematice správně porozumět, případně danou konstrukci vylepšovat, je třeba přinést určitou představu o výrobních a technicky možných typech konstrukcí, které jsou ve vozidlech dodnes známé. V dnešní době však mohou být opomíjené a zavrhané jinak zajímavé možnosti různých typů systémů, které nejsou pro provoz vozidla zcela nevyhnutelně potřebné, jelikož ekonomicko-ekologický záměr daných firem se v současné době dostává do popředí, a záměr sportovního či zábavného auta je odsouván na druhou kolej. Na konstruktéry jsou tedy v rámci univerzálnosti systémů kladeny mnohdy vysoké nároky a požadavky. Může se však také stát, že např. sportovněji založený model automobilu s důmyslně řešeným podvozkem a výkonnou pohonnou jednotkou nebude moci díky absenci těchto systémů tento výkon dostatečně účinně přenést na vozovku, a tím bude ztrácet svůj jinak velký potenciál.

Protože tedy tyto systémy mohou značně ovlivnit rychlost, ovladatelnost a bezpečnost vozidla, nemluvě o zvýšení užitkové hodnoty a spokojenosti potenciálního zákazníka, má smysl se jimi hlouběji zabývat. Současně jsou to systémy, které se svými rozměry, vahou a případnou náročnější údržbou příliš neliší od standardních systémů, zejména ve sportovním užitkovém srovnání.

Proto je cílem této práce utvoření široké představy v oblasti diferenciálních a samosvorných diferenciálních zařízení, podrobnější rozbor typů jednotlivých ústrojí a vyzdvihnutí výhod i nevýhod, které nám dané ústrojí může přinést. Důležitým bodem je také využití a zlepšení těchto ústrojí různými automobilovými firmami, které se dále snaží posouvat správnou funkčnost a účinnost tzv. aktivních systémů, aby byly schopny co nejrychleji a nejspolehlivěji reagovat na každou adhezní situaci, která může v provozu vozidla nastat.

# 1 ROZVODOVKY A STÁLÉ PŘEVODY

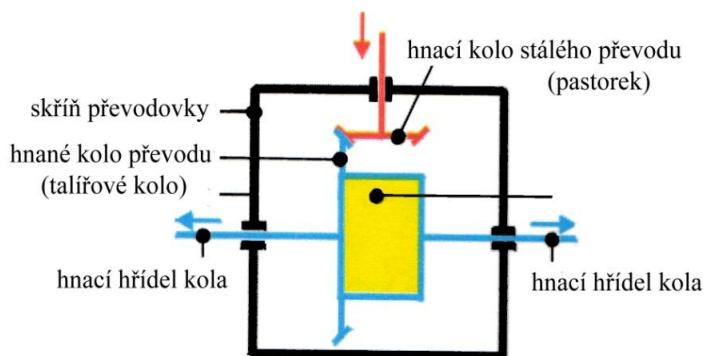
Před samotným popisem diferenciálu je nutné si popsat součásti a celky, které jsou s diferenciálem úzce spjaty. Mezi tyto součásti patří rozvodovka, která se dále dělí na stálý převod a diferenciál [1]. Rozvodovka je vlastně převodová skříň, jejíž stálý převod snižuje otáčky na výstupu z převodovky tak, aby se dosáhlo požadované rychlosti vozidla při daném točivém momentu. Redukuje tedy poměr otáček mezi převodovkou a hnacími koly automobilu [2]. Je to další prvek v oblasti převodových systémů, díky kterému mohou být ozubená kola a jejich poměry v převodovce menší, což má pozitivní dopad na celkové rozměry a vlastní hmotnost převodovky [3].

Dalším účelem stálého převodu je zvětšení točivého (hnacího) momentu vystupujícího z převodovky tak, aby byl na hnací kola přiveden moment hnací, dostatečný pro jízdní podmínky vozidla [1]. Umožňuje nám také rozvedení točivého momentu a dle použitého uložení motoru společně s převodovkou změnu polohy os mezi vstupním a výstupním hřídelem<sup>1</sup> o 90° [3]. Jestliže je totiž motor uložen ve vozidle podélně, musí se generovaný hnací moment rozvést na hnací hřídele kol, umístěné vždy kolmo k podélné ose vozidla. Pro změnu přenosu hnací síly se zde používá kuželový stálý převod. Pokud je však motor ve vozidle uložen příčně, směr přenosu točivého momentu se měnit nemusí a používáme zde převod s čelními ozubenými koly [1]. Podle uspořádání motoru je zpravidla provedena konstrukce rozvodovky, která může být uložena buď samostatně, nebo společně s převodovkou v jedné skříni [3].

## 1.1 DRUHY STÁLÝCH PŘEVODŮ S KUŽELOVÝMI OZUBENÝMI KOLY

### 1.1.1 JEDNODUCHÝ JEDNOSTRANNÝ PŘEVOD

Stálý převod hnací nápravy je realizován jedním párem kuželových kol (pastorkem a talířovým kolem), viz (Obr. 1), který je společný pro hnací hřídele kol nápravy [1]. Diferenciál se pak nachází až za stálým převodem [6]. Často se v praxi setkáváme právě s jedním párem kuželových kol. S výhodou se používá u motorů uložených podélně s osou vozidla [7].



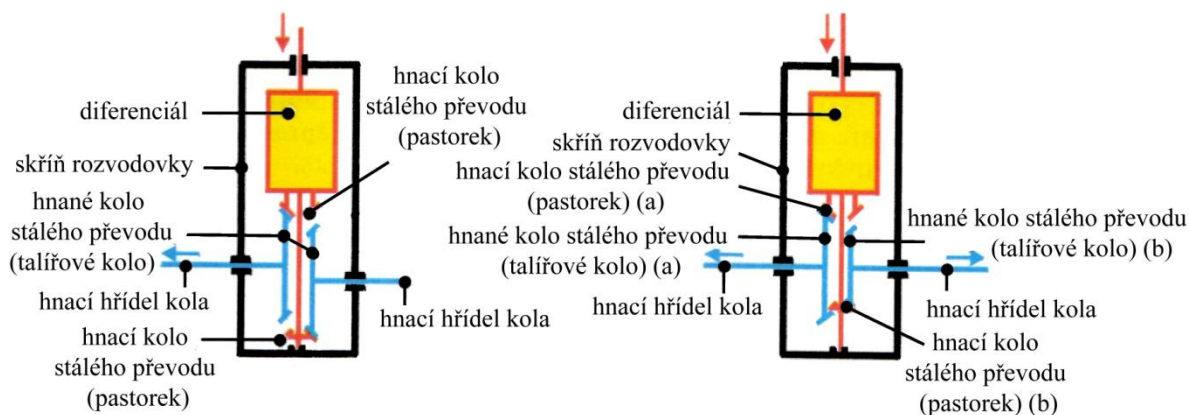
Obr. 1 Jednoduchý jednostranný převod [1]

<sup>1</sup> Hřídel lze řadit k rodu mužskému neživotnému, nebo k ženskému; bude preferován tvar mužský neživotný.

### 1.1.2 JEDNODUCHÝ DVOUSTRANNÝ PŘEVOD

Dvoustranný převod má, na rozdíl od jednostranného, o pár kuželových kol navíc, jedná se tedy o stálý převod s dvěma páry převodových kol. Má dvě talířová kola a dva pastorky, každý pár ozubení pohání hnací hřídele kola zvlášť. Diferenciál, obvykle čelního typu, je umístěn před stálým převodem [1].

Dvoustranný převod může být dále souosý, což znamená, že oba hnací hřídele kol leží v jedné ose. Obě soukolí mají sice stejný převodový poměr, avšak rozdílné průměry kuželových kol [1]. Konstrukčně výhodnější je ovšem mít oba páry kuželových kol se stejnými rozměry, proto existuje i nesouosý dvoustranný stálý převod, u kterého musí být hnací hřídele navzájem přesazeny [1]. S výhodou lze toto uspořádání použít u kyvadlových výkyvných nezkrácených náprav. Talířová kola se zde mohou při výkyvu odvalovat po pastorcích, čímž se nahrazuje funkce kloubů v hnacích hřídelích kol. Jak již bylo naznačeno, pro správnou funkci převodu je třeba posunout osy hnacích hřídelů tak, aby obě soukolí navzájem nezabírala do sebe. Tento bezkloubový pohon kol je doménou nákladních vozidel značky Tatra [4].

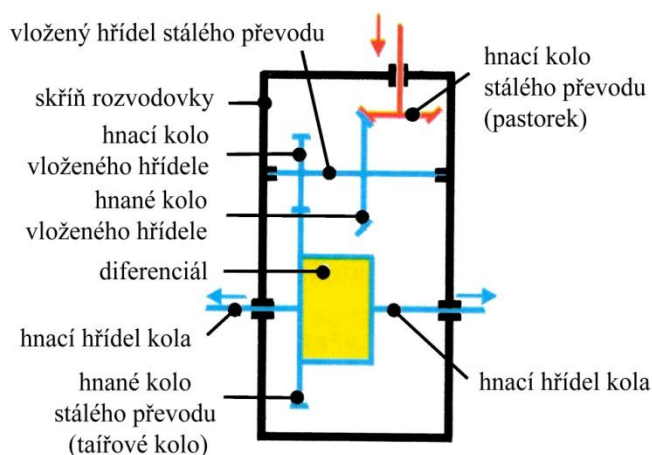


Obr. 2 Jednoduchý dvoustranný převod nesouosý (vlevo), souosý (vpravo) [1]

## 1.2 DRUHY STÁLÝCH PŘEVODŮ S KUŽELOVÝMI A ČELNÍMI OZUBENÝMI KOLY

### 1.2.1 DVOJNÁSOBNÝ SLOUČENÝ PŘEVOD

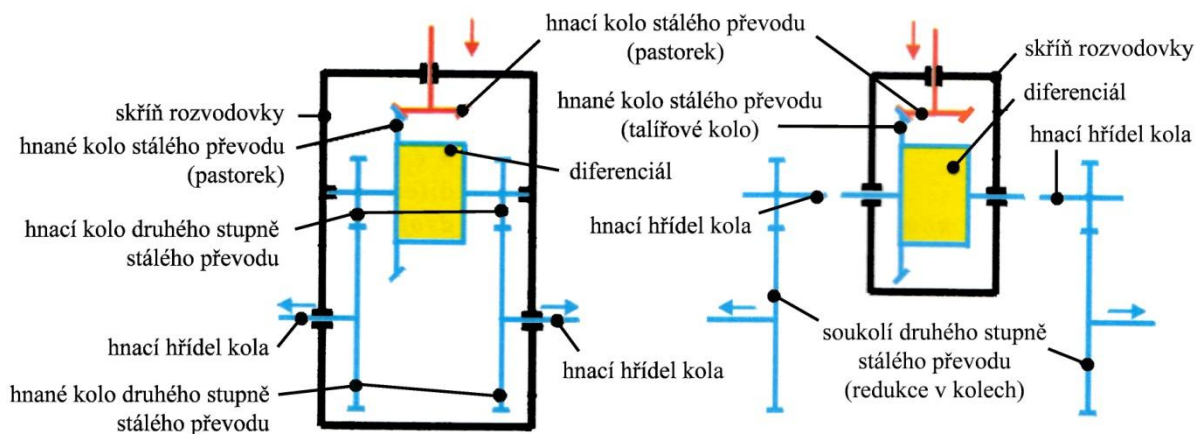
Dvojnásobné převody jsou obecně stálé převody složené ze dvou převodů umístěnými za sebou, kde součin dílčích převodových poměrů nám dá poměr celkový. Touto konstrukcí se docílí velkého převodového poměru, nebo zvětšení světlé výšky vozidla tím, že bude rozvodovka menších rozměrů (talířové kolo může mít menší průměr) [5]. Tento převod je složený z dvou stálých převodů, jednoho kuželového a jednoho čelního. Oba tyto převody se nacházejí před diferenciálem [1]. Uplatnění najde především v terénních a nákladních automobilech [5].



Obr. 3 Dvojnásobný sloučený převod [1]

### 1.2.2 DVOJNÁSOBNÝ DVOUSTRANNÝ PŘEVOD

Tento převod má oproti dvojnásobnému sloučenému převodu druhý převod dvoustranný, který je umístěn za diferenciálem (diferenciál je tedy umístěn v prvním převodu), první převod bývá obvykle kuželový [6]. Pro dvoustranný druhý převod existují dvě konstrukce. První má oba převody ve skříni převodovky a nazývá se vnitřní dvojnásobný dvoustranný převod. Druhý se nazývá vnější dvojnásobný dvoustranný převod, jelikož má oba převody vně rozvodovky - u kol vozidla, proto bývají někdy označovány jako „redukce v kolech“. Druhý převod u této konstrukce tvoří buď soukolí planetové, nebo čelní [1].

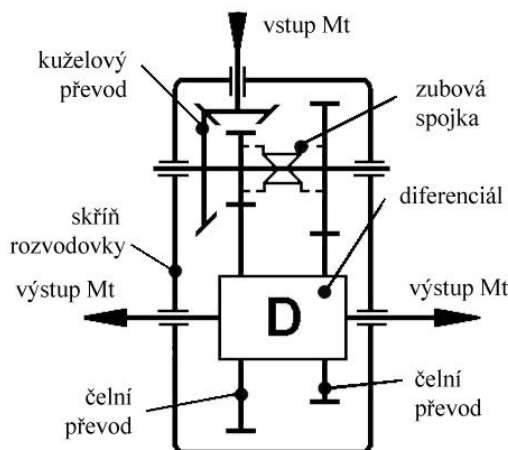


Obr. 4 Dvojnásobný dvoustranný převod vnitřní (vlevo), vnější (vpravo) [1]

### 1.2.3 DVOJNÁSOBNÝ DVOUSTUPŇOVÝ PŘEVOD

Stálý převod dvojnásobný, dvoustupňový a s vnějším čelním ozubením, přičemž je obvykle vnitřního provedení. Je tedy společný pro oba převody a umístěn v rozvodovce. Konstrukčně je podobný dvojnásobnému sloučenému převodu. První převod bývá také kuželový a druhý buď čelní, nebo planetový. Rozdíl ovšem nastává při spojení kuželového soukolí a soukolí

diferenciálu. Mezi těmito prvky je předlohovává hřídel, trvale spojena s talířovým kolem kuželového soukolí. Hnací pastorky čelních soukolí (spojení s diferenciálem) jsou však uloženy otočně a do činnosti se zapínají díky dvoustranné zubové řadící spojce. Tím je poměrně jednoduše možné řadit rychlý nebo pomalý převod a měnit tak stálý převod hnací nápravy. Využití najde při požadavku zvětšení počtu rychlostních stupňů, např. u kamionů, těžkých nákladních vozů a traktorů [5].

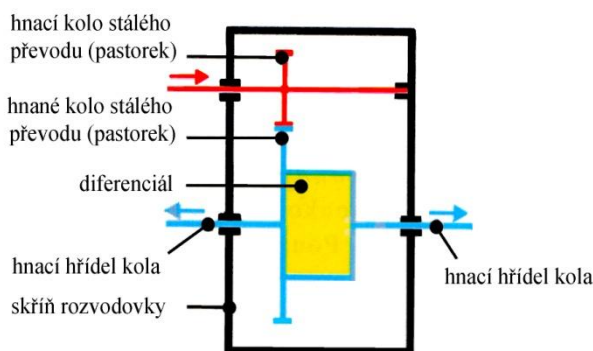


Obr. 5 Dvojnásobný dvoustupňový převod [5]

## 1.3 DRUHY STÁLÝCH PŘEVODŮ S ČELNÍMI OZUBENÝMI KOLY

### 1.3.1 JEDNODUCHÝ JEDNOSTRANNÝ PŘEVOD

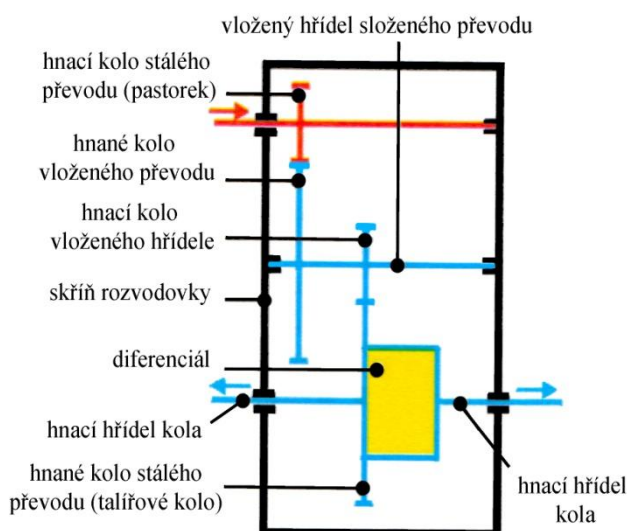
Jednoduchý jednostranný převod je typ stálého převodu s jedním hnacím a jedním hnaným kolem, tedy s jedním čelním soukolím, které je umístěno před diferenciálem. U osobních automobilů se hojně používá s motorem umístěným napříč ve spolupráci s manuální, mechanickou převodovkou [1].



Obr. 6 Jednoduchý jednostranný převod [1]

### 1.3.2 DVOJNÁSOBNÝ JEDNOSTRANNÝ PŘEVOD

Konstrukce dvojnásobného jednostranného převodu je obdobná jako u jednoduchého jednostranného, přičemž dvojnásobný převod má dvě čelní ozubení soukolí, disponuje tedy vloženým hřídelem stálého převodu s pevně uloženým jedním hnaným a jedním hnacím kolem. Jeho využití najdeme u automobilů s motorem umístěným napříč, spojeným se samočinnou (automatickou) převodovkou [1].



*Obr. 7 Dvojnásobný jednostranný převod [1]*

## 1.4 KONSTRUKCE ROZVODOVEK A STÁLÝCH PŘEVODŮ

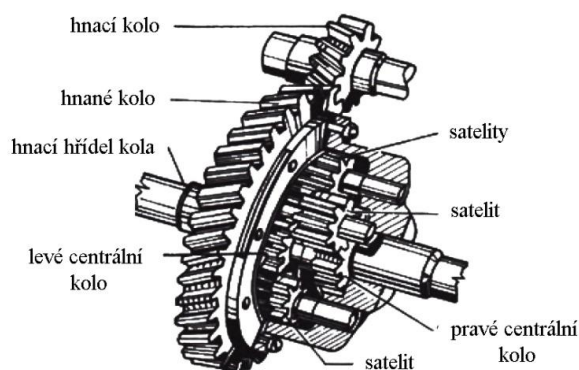
Konstrukční provedení rozvodovek a stálých převodů je závislé na použité koncepci pohonu vozidla. Záleží tedy jednak na umístění a poloze motoru, neméně důležitý je také typ poháněné nápravy.

#### 1.4.1 STÁLÝ PŘEVOD S ČELNÍM SOUKOLÍM

Stálý převod, který je tvořen čelním soukolím se šikmými zuby, je používán především u koncepce s napříč uloženým motorem, nacházejícím se v přední části vozidla a pohánějícím přední nápravu [3]. Rozvodovka je, spolu s převodovkou, uložena v jedné (obvykle odlévané) skříni [1]. Hnací kolo bývá zpravidla upevněno na výstupní hřídeli převodovky, hnané kolo je pak vázáno k diferenciálu.

Použití šikmého či zakřiveného ozubení má řadu výhod. Dokáže zajistit hladký a tichý chod, není tak citlivé na nepřesnosti vznikající při výrobě, má také větší únosnost a s tím spjatý lepší poměr přenosu výkonu ke svým rozměrům, než ozubení přímé. Přímé ozubení výše uvedené výhody nemá, ovšem zakřivené ozubení předčí v malých axiálních silách v ozubení [6]. Používá se většinou pouze pro soukolí kuželových diferenciálů a v následující velké kapitole (viz kap. 2) budou podrobněji popsány [1].

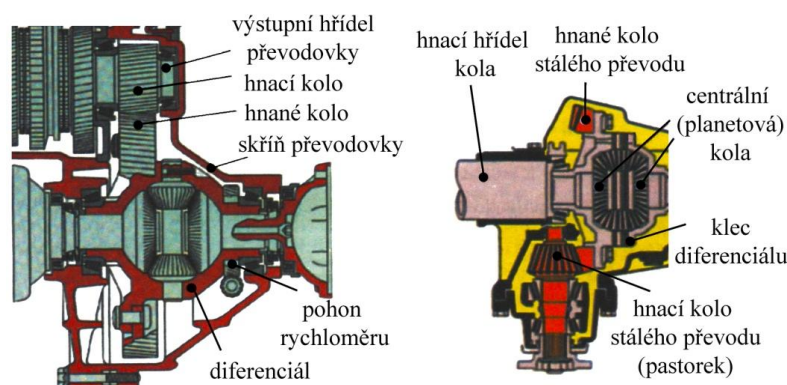




Obr. 8 Stálý převod s čelním šikmým soukolím [6]

#### 1.4.2 STÁLÝ PŘEVOD S KUŽELOVÝM SOUKOLÍM

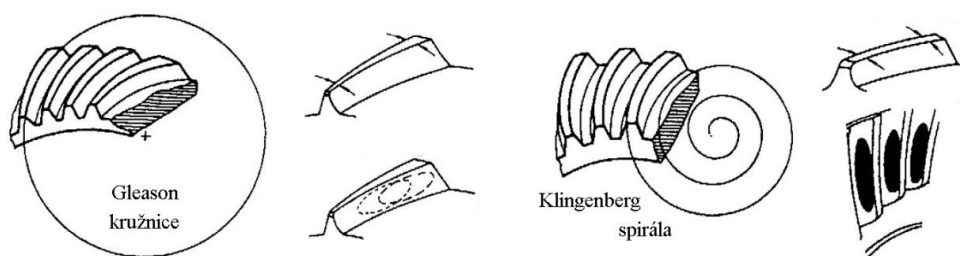
Kuželové soukolí je, vzhledem ke své správné funkci a přijatelné účinnosti, nutné vyrábět jako soukolí párové, konkrétní pastorek tedy náleží vždy konkrétnímu talířovému kolu [1]. Proto se, např. při servisní výměně jednoho kola, musí vyměňovat obě kola. V opačném případě by došlo k nezaběhnutí ozubení a nevratnému poškození celého soukolí [3].



Obr. 9 Stálý převod s ozubením čelním (vlevo) a kuželovým (vpravo) [1]

#### KONCEPCE MOTOR VZADU, POHON ZADNÍ NÁPRAVY

Při koncepčním uspořádání „vše vzadu“, tedy s motorem uloženým v zadní části vozu a pohánějícím zadní nápravu, se pro stálý převod používá kuželové soukolí se šikmým ozubením, které se zpravidla používá dvojího typu – Klingenberg a Gleason [3]. Pro ozubení Klingenberg platí, že má řídicí křivku ve tvaru evolventy, má tedy evolventní zakřivení ozubení a konstantní šířku zubů. Ozubení Gleason má řídicí křivku tvarovanou do kruhového oblouku, přičemž šířka zubů je proměnná tak, že na vnějším průměru kola je větší než na průměru vnitřním [1]. Tyto stálé převody disponují nevyoseným soukolím, které se vyznačuje osami pastorku a kolama ležícími v jedné rovině [6]. Oproti vyosenému soukolí je však soukolí nevyosené citlivější na seřízení správného záběru kol. Je proto nutné dodržovat přesnou montážní polohu pastorku vůči talířovému kolu, jejichž poloha se může korigovat např. přidáním či odebráním vhodných distančních kroužků [2].

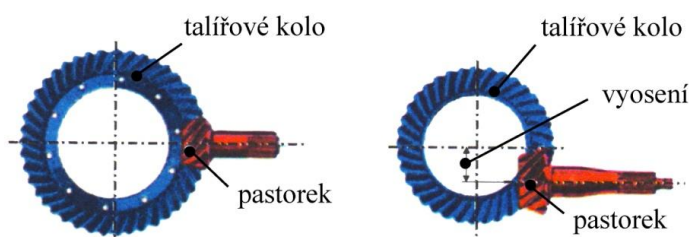


Obr. 10 Obloukové ozubení Gleason (vlevo) a spirálové ozubení Klingenberg (vpravo) [2]

### KONCEPCE MOTOR VPŘEDU, POHON ZADNÍ NÁPRAVY

Pro klasické koncepční uspořádání pohonu opět zadní nápravy, ovšem s motorem uloženým vpředu, se s výhodou používá soukolí vyosené, tzv. hypoidní. Soukolí má osy pastorku a talířového kola mimoběžné, kde vyosení míří zpravidla směrem dolů, což má, pro vozidlo s uvažovanou koncepcí, přínos v podobě několika pozitivních faktorů [3]. Jedním z nich je možnost nižšího uložení kloubového hřídele, spojujícího převodovku a rozvodovku, která nám, spolu s nižším středovým tunelem, přinese více místa v interiéru vozidla a především snížení jeho těžiště, jenž hraje v oblasti jízdních vlastností značnou roli. Další výhodou soukolí je, v porovnání se soukolím kuželovým, větší únosnost a životnost při zachování celkových rozměrů, jelikož lze použít pastorek o větším průměru a se širšími zuby. Z toho vyplývá také tišší chod, způsobený záběrem většího počtu zubů v jeden časový okamžik [1]. Nemalou výhodou je také menší citlivost na výrobní nepřesnosti a seřízení vzájemného záběru kol. Soukolí je také výhodné pro větší zatížení [3].

Z nevýhod lze zdůraznit nutnost použití speciálních aditivovaných olejů typů H (např. PP 90 H), vyznačujících se větší stříhovou a tlakovou únosností [1]. Pokud bychom použili běžné převodové oleje, docházelo by k velkému a rychlému opotřebení. Je to dáno konstrukcí ozubení, kdy dochází k většímu skluzu ozubení při záběru, jehož příčina je v složeném pohybu zubů, vykonávající současně valící a skluzové pohyby. Tyto pohyby jsou příčinou tvorby velkého měrného tlaku mezi zabírajícími zuby, se kterým je potřeba při výběru mazacího oleje důsledně počítat [3]. Další nevýhodou je vznik poměrně velkých axiálních sil při záběru (50 až 70 % obvodové síly) a s tím spojené vyšší požadavky na únosnost ložisek. Účinnost soukolí bývá 94 až 96 %. Pro své převažující výhody se však hypoidní soukolí používá častěji než soukolí nevyosené, a můžeme jej nalézt jak u osobních automobilů, tak i u nákladních [6].



Obr. 11 Kuželový stálý převod s různoběžnými osami (vlevo) a s mimoběžnými osami – hypoidní (vpravo) [1]



## 2 OTEVŘENÉ DIFERENCIÁLY

Jak již bylo naznačeno výše, v rozvodovce či skříní převodovky se, společně se stálým převodem, nachází také ústrojí zvané diferenciál. Diferenciál je převodné mechanické ústrojí, které umožňuje rozdílné otáčky výstupních hřídelů, resp. hnacích kol, a současně umožňuje také rovnoměrné rozdělení hnacího točivého momentu na oba hřídele, resp. hnací kola vozidla [2]. Zde je však nutné uvědomit si rozdíl mezi otáčkami a točivým momentem. Hřídel, která se otáčí volně (bez odporu), nebude přenášet točivý moment (stojící auto s běžícím motorem bez zařazené rychlosti). Bez odporu (interakcí kol se zemí) tedy nebude vznikat žádný točivý moment. Točivý moment však může působit i v neotáčejícím se hřídeli, pokud má onen hřídel na druhé straně odpor, který působí právě proti točivému momentu [3]. Z kinematického hlediska to je mechanismus se dvěma stupni volnosti. Podle omezování funkce diferenciálu rozlišujeme diferenciály otevřené (klasické), a diferenciály surčitým typem závěrky (s mechanickou uzávěrkou nebo samosvorné). Jejich typické uplatnění je možné najít v automobilové, nákladní i kolejové dopravě [6].

### 2.1 KONSTRUKCE A PRINCIP ČINNOSTI

Diferenciály se nejvíce vyskytují v silniční dopravě, proto bude v dalších řádcích popisován automobilový diferenciál. Jak již bylo výše nastíněno, diferenciál má pro ovladatelnost vozidla a životnost převodného ústrojí zásadní vliv [6].

#### 2.1.1 MOMENTOVÉ ROZDĚLENÍ

Během jízdy automobilu po rovné cestě se obě kola poháněné nápravy odvalují po stejné dráze, mají tedy stejné otáčky a točivý moment se na obě kola rozděluje rovnoměrně. Je potřeba zdůraznit, že toto rozdělení točivého momentu platí i při nesterajných otáčkách hnacích kol, kdy jeho velikost závisí na adhezi pneumatik. Pokud se tedy adheze jednoho kola sníží natolik, že dojde k jeho prokluzu, sníží se přiváděný moment na kolo, což má za následek snížení momentu i na druhém kole s adhezí vysokou [2]. Tento jev tedy negativně ovlivňuje celkový tah auta, jelikož tažné síly jsou stále v poměru 50 : 50 [1].

#### 2.1.2 ODVALOVÁNÍ HNACÍCH KOL

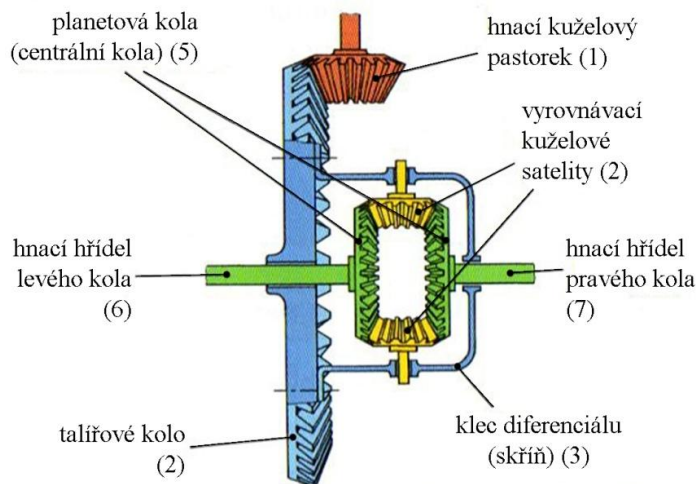
Pokud automobil projíždí zatáčkou, dochází k diferenčnímu jevu při odvalování levého a pravého kola, resp. vnitřního a vnějšího. Vnější kolo se totiž odvaluje po větším poloměru a opisuje tak delší dráhu než kolo vnitřní [2]. Tento jev může nastat také nevhodným rozměrem pneumatiky kola (dojezdové kolo, nízký tlak v pneumatice nebo defekt), rozdílným zatížením kola či jízdou kol po velmi nerovném terénu [1]. Pokud by byly poloosy poháněné nápravy trvale spojeny, měly by stejné otáčky. Při zatáčení by muselo zákonitě jedno z kol prokluzovat, což by mělo negativní vliv na životnost převodného ústrojí (větší opotřebení a zhoršení bočního vedení pneumatik, silové namáhání poloos), ovladatelnost vozidla a také snížení přeneseného výkonu [2]. Tyto negativa do jisté míry eliminuje použití kuželového nebo čelního diferenciálního soukolí, které vyrovnává diferencii v otáčkách kol způsobem popsaným v další podkapitole.

### 2.1.3 KUŽELOVÝ DIFERENCIÁL

Kuželový typ diferenciálu je pro svou jednoduchost značně rozšířen, proto zde bude popsán obšírněji [2].

#### KONSTRUKČNÍ POPIS

Schéma (Obr. 12) kuželového diferenciálu s hypoidním kuželovým stálým převodem rozvodovky je nutné, pro pochopení funkce diferenciálu, rozebrat podrobněji. Následující popis je převzat z [1] a [6]. Na výstupním hřídeli z převodovky je upevněno kuželové hnací ozubené kolo, zvané pastorek (1)<sup>2</sup>, který přenáší silové a momentové působení na talířové kolo (2), s nímž je pastorek v záběru. Talířové kolo je pevně spojeno se skříní (klecí) diferenciálu (3), ke které jsou napevno spojeny čepy satelitů. Satelity (4) jsou tedy kuželová ozubená kola s přímým ozubením, volně otočná na zmíněných čepech, která jsou v interakci s centrálními planetovými koly (5), pevně spojenými s levým (6) a pravým (7) hnacím hřídelem daného kola.



Obr. 12 Kuželový diferenciál s kuželovým stálým převodem [6]

#### PŘÍMÁ JÍZDA

Přímá jízda automobilu není pro popis diferenciálu zvlášť zajímavá, diferenciál není v tomto režimu jízdy činný a funguje pouze jako zubová spojka. Výstupní točivý moment od převodovky se přes hřídel (resp. pastorek) přenáší na talířové kolo, které je spojeno s klecí diferenciálu, a otáčí se dohromady s čepy satelitů. Satelity zde vykonávají pouze oběžný pohyb (mají stejnou úhlovou rychlost jako klec diferenciálu), avšak kolem své vlastní osy, resp. kolem čepu, se neotáčejí. To znamená, že planetová centrální kola, resp. hnací kola, mají taktéž stejné otáčky, jako satelity, což je v přímé jízdě v pořádku [1]. V provozu však může dojít k nechtěnému opotřebení ozubení vlivem vymačkání zubů, zejména u automobilů s častým přímým směrem jízdy. Opotřebení se projevuje zvýšeným hlukem od ozubení [6].

<sup>2</sup> Pro lepší orientaci v obrázku (Obr. 12) použita čísla v závorkách jako vodítka; bude používáno i dále v práci.

Pro přímou jízdu nám platí následující vztahy (převzaté z [2]):

$$\omega_l = \omega_p ; n_l = n_p \quad (2.1.3.1)$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} \omega_l \dots & \text{úhlová rychlost levého kola} \quad [\text{rad.s}^{-1}] \\ \omega_p \dots & \text{úhlová rychlost pravého kola} \quad [\text{rad.s}^{-1}] \end{array}$$

### PRŮJEZD V ZATÁČCE

Při průjezdu zatáčkou se však diferenciál do činnosti zapojuje [1]. Satelity zde ale, kromě oběžného pohybu kolem osy talířového kola, vykonávají také pohyb otáčivý, tedy otáčení kolem osy čepu. Umožňují nám tedy konat rozdílné otáčky planetových kol při zachování konstantních otáček skříně diferenciálu, resp. talířového kola. Jedna hnací hřídel se tedy může o určitý počet otáček otáčet rychleji, avšak o ten samý počet otáček se bude druhá hnací hřídel otáčet pomaleji (při stejném počtu zubů planetových kol). Tyto otáčivé pohyby okolo čepů znamenají, že se planetová kola otáčí navzájem proti sobě [2] .

Musí tedy platit rovnice (převzatá z [1]):

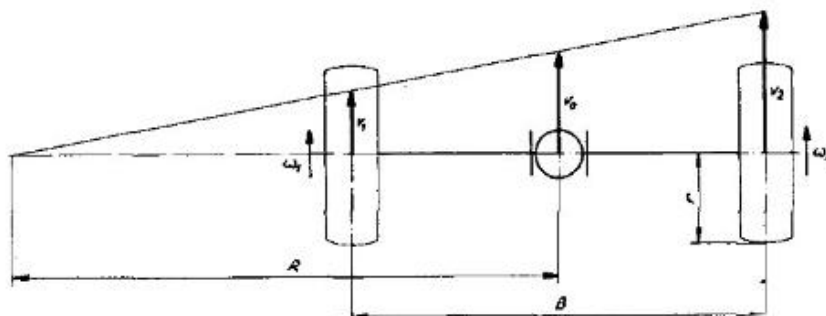
$$2 \cdot n_k = n_1 + n_p \quad (2.1.3.2)$$

Resp.

$$n_k = \frac{n_1 + n_2}{2} \quad (2.1.3.3)$$

Kde:

$$\begin{array}{ll} n_k \dots & \text{otáčky klece diferenciálu} \quad [\text{s}^{-1}] \\ n_1 \dots & \text{otáčky levého kola} \quad [\text{s}^{-1}] \\ n_2 \dots & \text{otáčky pravého kola} \quad [\text{s}^{-1}] \end{array}$$



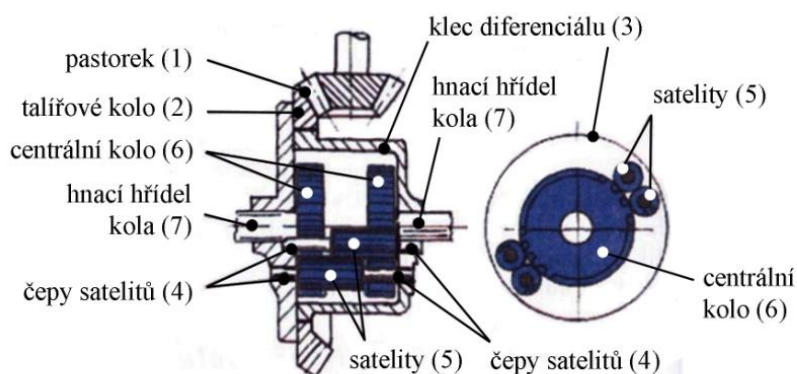
Obr. 13 Úhlové rychlosti jednotlivých kol [2]

### 2.1.4 ČELNÍ DIFERENCIÁL

Tento typ diferenciálu se v praxi vyskytuje jen zřídka, pro úplnost je zde však zmíněn.

#### KONSTRUKČNÍ POPIS

Diferenciál čelní se liší od diferenciálu kuželového především uspořádáním vnitřního soukolí, bude tedy popsán na (Obr. 14) a popis je převzatý z [1]. Soukolí stálého převodu (1 a 2) opět pohání klec diferenciálu (3), ve které se nachází čelní satelity (5), jež se otáčejí na čepech (4), pevně spojených s klecí diferenciálu. V záběru s centrálními koly, která jsou pevně spojeny s hnacími hřídeli obou kol, bývá čtyři nebo šest satelitů [1]. V případě čtyř satelitů jsou páry z důvodu vyvážení umístěné navzájem o 180°. Jeden satelit polovinou délky zabírá s jedním centrálním kolem a druhou polovinou zabírá s druhým satelitem, který je v záběru s druhým planetovým kolem [2]. Díky tomuto se můžou otáčky jednoho centrálního kola zmenšovat a zvětšovat otáčky centrálního kola druhého, přičemž obojí změna se vztahuje ke kleci diferenciálu.



Obr. 14 Čelní diferenciál [1]

#### PRINCIP ČINNOSTI, VÝHODY A NEVÝHODY

Funkce čelního typu diferenciálu je stejná jako kuželového typu diferenciálu [2]. Pokud vozidlo projíždí zatáčkou, vnější centrální kolo se urychluje odvalováním satelitů, přičemž vnitřní kolo se začne zpožďovat [1]. Jejich větší nevýhodou je však poměrně velká mechanická účinnost, resp. minimální svornost, která je důvodem snadného zvýšení otáček jednoho kola vůči druhému. To má za následek negativní chování vozidla, např. při jízdě na vozovce s nízkou adhezí nebo při „odskočení“ kola od vozovky při průjezdu zatáčkou. Z výše uvedených důvodů je tedy prakticky nutné, aby diferenciál obsahoval uzávěrku, která dočasně znemožní funkci diferenciálu. Jak již bylo naznačeno, jejich rozšíření je velice nízké a použití výjimečné. Najdeme je např. na nákladních vozidlech značky Tatra [2].

### 2.1.5 ZÁVĚR DIFERENCIÁLU

Otevřené diferenciály mají tu vlastnost, že při stejných otáčkách kol rozdělují hnací moment ve stále stejném poměru (50 : 50). Tato rovnost se při nestejných adhezních podmínkách kol projevuje negativně [2]. Když totiž dojde k úplnému prokluzování jednoho hnacího kola, které tak není schopno přenášet hnací moment, druhé (neprotáčející se) kolo bude s přenosem hnacího momentu vykazovat stejné problémy [1]. Při nestejných otáčkách kol jsou tedy výkony, odevzdané na levé a pravé straně, rozdílné [2]. Z těchto důvodů se používají různé metody k potlačení funkce, resp. vyřazení z činnosti diferenciálu [3]. Nejjednodušší z nich je mechanický nebo elektropneumatický závěr diferenciálu [1].

Jak již bylo naznačeno, závěr diferenciálu nám znehybní pohyb centrálního kola, resp. hnacího kola, vůči satelitům diferenciálu; ten se tak chová jako jeden celek [1]. Zablokování diferenciálu se provádí např. zubovou spojkou, která způsobí pevné spojení jednoho centrálního kola s klecí diferenciálu, čímž znemožní relativní pohyb satelitů [3]. Na (Obr. 15) lze vidět konstrukci uzávěrky s osmi blokovacími čepy, ovládanými řadící vidličkou [9]. Uzávěr diferenciálu je možné aktivovat u starších konstrukčních provedení pouze na stojícím vozidle, u modernějších provedení je uzávěrka vybavena synchronizací a její aktivace je možná i při jízdě. Uzávěrku ovládá řidič podle potřeby pákou, nebo elektrickým spínačem [3].



Obr. 15 Závěr diferenciálu [9]

### 2.1.6 KINEMATICKÉ VELIČINY A MOMENTOVÉ VÝPOČTY

Pro další porovnání a zkoumání vhodnosti jednotlivých typů diferenciálů je vhodné uvést alespoň základní momentový výpočet pro otevřený diferenciál. Výpočet je převzat z [2].

Pro nestejnou adhezi, vyjádřenou součinitelem přilnavosti, vzniknou na levém, resp. pravém kole přenositelné momenty (uvažujeme stejně dlouhé poloosy):

$$M_{lmax} = \mu_l \cdot F_l \cdot r_d \quad (2.1.6.1)$$

$$M_{pmax} = \mu_p \cdot F_p \cdot r_d \quad (2.1.6.2)$$

Při aktivovaném uzávěru (tedy s vyřazeným diferenciálem) plyne z rovnic (2.1.6.1) a (2.1.6.2) následující maximální přenesitelný moment:

$$M_{tmax} = M_{lmax} + M_{pmax} = (\mu_l \cdot F_l + \mu_p \cdot F_p) \cdot r_d \quad (2.1.6.3)$$

Pro předpoklad  $F_l = F_p = F$  a dosazení do vztahu (2.1.6.3) by poté platil následující vztah:

$$M_{tmax} = (\mu_l + \mu_p) \cdot F \cdot r_d \quad (2.1.6.4)$$

Z rovnice (2.1.6.4) vyplývá vhodnost uzávěrky diferenciálu při dobré adhezi jednoho hnacího kola, jelikož se součinitele přilnavosti obou kol sčítají.

Jak již bylo vysvětleno, u klasického otevřeného diferenciálu jsou točivé momenty na centrálních kolech stejné, musí tedy platit jejich rovnost:

$$M_l = M_p \quad (2.1.6.5)$$

Jestliže tedy dojde k rozdílným adhezním podmínkám, vyjádřenými součiniteli přilnavosti:

$$\mu_l < \mu_p \quad (2.1.6.6)$$

Poté platí s výše uvedeným zjednodušením  $F_l = F_p = F$  následující vztah:

$$M_{lmax} = M_{pmax} = \mu_l \cdot r_d \cdot F \quad (2.1.6.7)$$

Při součtu těchto momentů ze vztahu (2.1.6.7) vychází konečný vztah:

$$M_{tmax} = M_{lmax} + M_{pmax} = 2 \cdot \mu_l \cdot r_d \cdot F \quad (2.1.6.8)$$

Kde:

$M_{lmax}$ ...	maximální přenesitelný moment levého kola	[N.m]
$M_{pmax}$ ...	maximální přenesitelný moment pravého kola	[N.m]
$\mu_l$ ...	součinitel přilnavosti levého kola	[-]
$\mu_p$ ...	součinitel přilnavosti pravého kola	[-]
$F_l$ ...	síla na levém kole	[N]
$F_p$ ...	síla na pravém kole	[N]
$r_d$ ...	vzdálenost kola od diferenciálu (rameno síly)	[m]
$M_{tmax}$ ...	maximální celkový přenesitelný moment	[N.m]
$M_l$ ...	moment na levém centrálním kole	[N.m]
$M_p$ ...	moment na pravém centrálním kole	[N.m]

Vztah (2.1.6.8) zde potvrzuje vyřčený předpoklad. Podle **menšího momentu** se řídí **moment přenesitelný**; zde v modelovém příkladu má levé hnací kolo minimální přilnavost, kterou se bude řídit celkový přenesitelný moment, tedy i hnací moment pravého kola.

### 3 SAMOSVORNÉ DIFERENCIÁLY

Výše popsaný závěr diferenciálu má samozřejmě několik nevýhod. Především se jedná o omezenou použitelnost v případě standardní dopravy, kde by jízda s tzv. zavřeným diferenciálem značně zvyšovala obtížnost ovládání vozidla, nehledě na opotřebení pneumatik, namáhání poloos a v neposlední řadě i vyšší obtížnost obsluhy vozidla. Ve slovníku samosvorných diferenciálů by se jednalo o extrémní případ svornosti. Proto se tato problematika řeší proměnným zvyšováním tření mechanismu, díky kterému se snižuje jeho účinnost a omezuje relativní pohyb unašeče a výstupních hřídelů kol [11].

Samosvorné diferenciály jsou tedy diferenciály se zvýšeným vnitřním třením. Konstrukce může být buď ryze mechanická, kde je tření mechanismu závislé na rozdílu otáček kol a přenášeném momentu, nebo posilněná o elektronické systémy, u kterých řídicí jednotka aktivně řídí svornosti diferenciálů, ať už nápravových, nebo mezinápravových [11]. Mimo těchto samosvorných diferenciálů se zvýšeným třením existuje ještě samosvorný diferenciál vačkového typu. Nejprve je však vhodné pochopit a matematicky doložit účinek samosvorných diferenciálů (tedy zvyšování tření v diferenciálním mechanismu), který bude odvozen v první podkapitole. Následující podkapitoly budou věnovány konstrukčnímu popisu těchto diferenciálních mechanismů, včetně jejich zhodnocení a vyzdvižení výhod, či nevýhod.

#### 3.1 KINEMATICKÉ A MOMENTOVÉ POMĚRY SAMOSVORNÝCH DIFERENCIÁLŮ

Odvození v podkapitole je převzato z [2] a vztaženo k (Obr. 16). Za myšleného předpokladu  $n_l > n_p$  (tedy  $n_l > n_s$ ,  $n_p < n_s$ ) platí následující odvození:

Pro hnací moment tedy můžeme psát:

$$M_t = (F_l + F_p) \cdot r_{pl} \quad (3.1.1)$$

Pro moment na levé planetě platí:

$$M_l = F_l \cdot r_{pl} - M_{Tl} \rightarrow F_l \cdot r_{pl} = M_l + M_{Tl} \quad (3.1.2)$$

Analogicky pro moment na pravé straně platí:

$$M_p = F_p \cdot r_{pl} + M_{Tp} \rightarrow F_p \cdot r_{pl} = M_p - M_{Tp} \quad (3.1.3)$$

Pro moment na satelitu pak můžeme psát:

$$F_p \cdot r_s - M_{Ts} = F_l \cdot r_s \quad (3.1.4)$$

Rovnici (3.1.4) upravíme a rozšíříme o poloměr  $r_{pl}$ :

$$F_p = F_l + \frac{M_{Ts}}{r_s} \rightarrow F_p \cdot r_{pl} = F_l \cdot r_{pl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} \quad (3.1.5)$$

Zde využijeme vyjádření z rovnic (3.1.2) a (3.1.3), která můžeme dosadit do vztahu (3.1.5):

$$M_p - M_{Tp} = M_l + M_{Tl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} \quad (3.1.6)$$

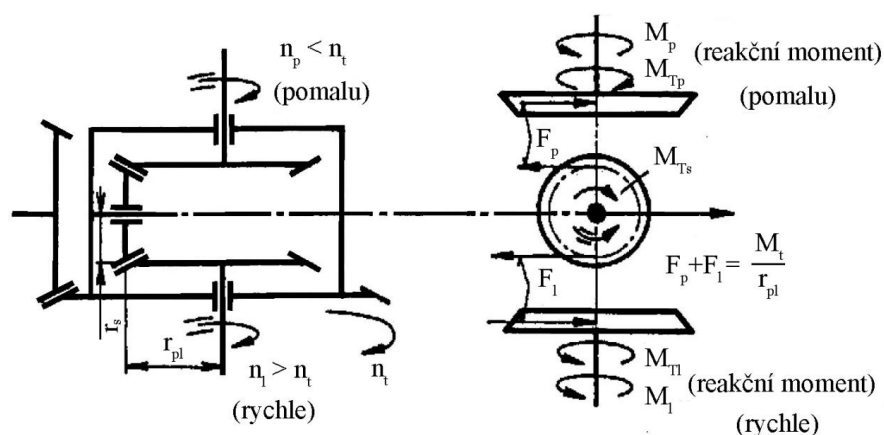
Ze vztahu (3.1.6) vyjádříme moment  $M_p$ :

$$M_p = M_l + M_{Tp} + M_{Tl} + M_{Ts} \cdot \frac{r_{pl}}{r_s} \quad (3.1.7)$$

Kde:

$M_t \dots$	Hnací moment (na talířovém kole)	[N.m]
$F_l \dots$	Síla na levé planetě	[N]
$F_p \dots$	Síla na pravé planetě	[N]
$r_{pl} \dots$	Poloměr planety (levé i pravé)	[m]
$r_s \dots$	Poloměr satelitu	[m]
$M_{Tl} \dots$	Třecí moment na levém planetovém kole	[N.m]
$M_{Tp} \dots$	Třecí moment na pravém planetovém kole	[N.m]
$M_{Ts} \dots$	Třecí moment na satelitu	[N.m]
$M_l \dots$	Moment na levém hřídeli	[N.m]
$M_p \dots$	Moment na pravém hřídeli	[N.m]

Z rovnice (3.1.7) nám tedy vyplývá, že při zadaném předpokladu otáček je **moment na pomalejším hřídeli ( $M_p$ ) větší než moment na rychlejším hřídeli ( $M_l$ )**.



Obr. 16 Kinematické a silové poměry v diferenciálu se zvýšeným třením [2]

Při zvyšování tření v diferenciálu platí proporcionalita s přenášenými momenty:

$$M_{Tl} \approx M_l \dots M_{Tp} \approx M_p \quad (3.1.8)$$

Pro předpoklad  $M_{Tp} = M_{Tl} = M_{Ts} = 0,1 \cdot M_t$  a  $r_{pl}/r_s = 1,5$  nám pro poměr momentů platí:

$$\frac{M_p}{M_l} = 1 + 0,1 + 0,15 = 1,35 \quad (3.1.9)$$



Při spojení výše uvedených vztahů (3.1.2) a (3.1.3) se vztahem (3.1.1) lze vyjádřit moment přenášený talířovým kolem:

$$M_t = M_l + M_p + M_{Tl} - M_{Tp} \quad (3.1.10)$$

Pokud uvažujeme třecí momenty vlevo i vpravo stejné, můžeme upravit vztah (3.1.10):

$$M_t = M_l + M_p \quad \dots \quad M_t = M_l \cdot \left(1 + \frac{M_p}{M_l}\right) \quad (3.1.11)$$

V případě, že má levé kolo menší přilnavost (a tím i větší otáčky), pak pro maximální přenášený moment platí vztah vzniklý úpravou vztahu (3.1.11):

$$M_{Tmax} = M_l \cdot \left(1 + \frac{M_p}{M_l}\right) = r_d \cdot \mu_l \cdot F \cdot \left(1 + \frac{M_p}{M_l}\right) \quad (3.1.12)$$

Pokud dosadíme zvolený momentový poměr ( $M_p/M_l$ ), dostaneme konečný vztah:

$$M_{Tmax} = 2,35 \cdot r_d \cdot \mu_l \cdot F \quad (3.1.13)$$

Vztah (3.1.13) nám říká, že pokud budeme uvažovat vhodný poměr momentů (v našem případě 1,35), bude maximální přenesený poměr **větší** než u otevřeného diferenciálu **bez tření**. Tento výsledek stvrzuje předpoklad a přednosti diferenciálů se zvýšeným vnitřním třením, resp. diferenciálů samosvorných.

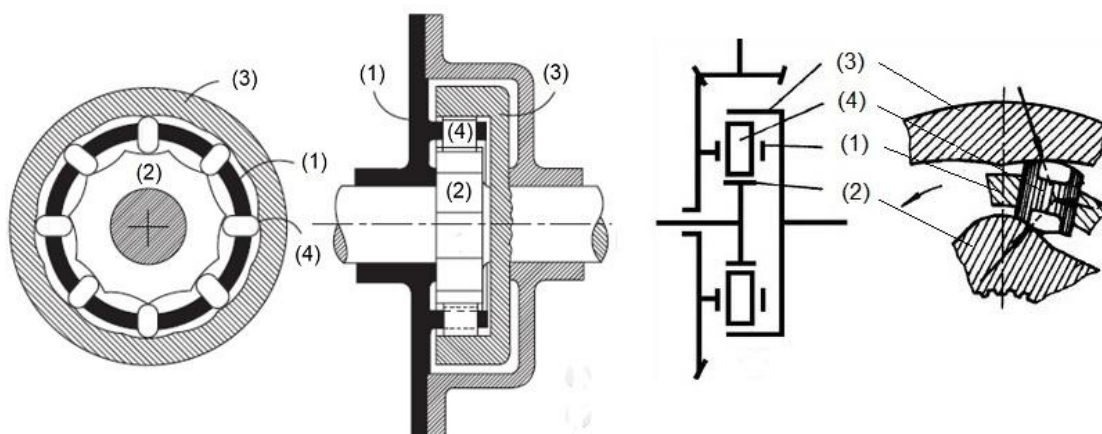
## 3.2 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL VAČKOVÉHO TYPU

Tento typ samosvorného diferenciálu může být označován jako diferenciál kolíčkový, nebo diferenciál se vzpěrnými tělisky. Podle uspořádání vaček, resp. jejich směru os, rozeznáváme dva typy těchto diferenciálů popsaných níže [12].

### 3.2.1 KONSTRUKCE A PRINCIP ČINNOSTI RADIÁLNÍHO TYPU

Mechanismus radiálního vačkového samosvorného diferenciálu je poměrně jednoduchý. Číselný popis se vztahuje k (Obr. 17). Základ tvoří unašeč (1), trvale připojený k talířovému kolu stálého převodu [2]. Unašeč nese kluzné kameny (4), resp. kolíky, které jsou v kontaktu s tvarovými vačkovými koly (2 a 3), trvale spojenými s jednotlivými hřídeli hnacích kol [12].

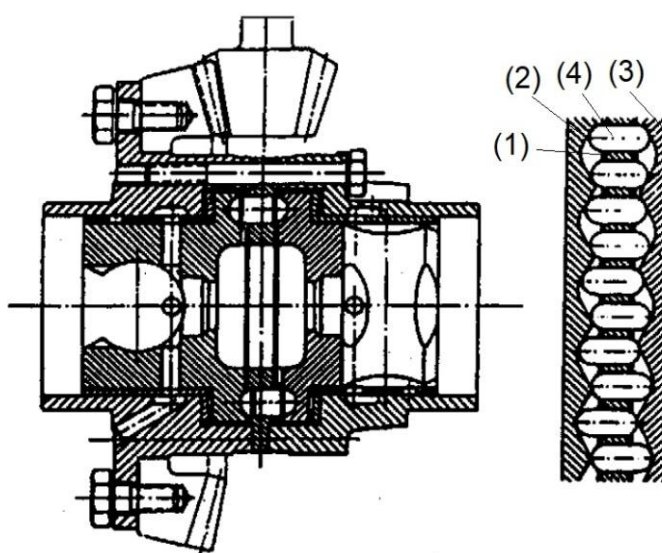
Při přímé jízdě, jak již víme, mají oba hnací hřídele stejnou úhlovou rychlost. V tomto stavu kolíčky nekonají pohyb a diferenciál se tak otáčí jako jeden celek, přičemž se na přenosu daného momentu podílejí pouze kolíčky, zaklíněné mezi plochami obou vačkových kol. Pokud se však jedno vačkové kolo začne otáčet pomaleji než unašeč kolíčku (např. nestejná adheze hnacích kol), část kolíčku je natáčena a tím je v interakci s druhým vačkovým kolem, který je tím urychlován [11]. Vačková kola se tedy vůči sobě otáčí protisměrně. Díky přítomnosti tření mezi unašečem, kolíčky a vačkovými koly se tedy snižuje hnací moment na rychlejším kole, a současně se zvyšuje na kole pomalejším, což má příznivý účinek např. při snížených adhezních podmínkách, kdy nastane samosvornost [2] [11]. Pro správnou funkci diferenciálu je však nutné nemít stejný počet vaček na vačkových kolech, aby se zamezilo volnému průchodu kolíčků mezi vačkovými koly, což by žádaný pohyb nevyvolalo [11].



Obr. 17 Samosvorný radiální vačkový diferenciál [12] [13]

### 3.2.2 KONSTRUKCE A PRINCIP ČINNOSTI AXIÁLNÍHO TYPU

Axiální typ kolíčkového diferenciálu je méně rozšířený než typ radiální [2]. Funkce diferenciálu je však velmi podobná radiálnímu typu. Odlišnost však spočívá v axiálním směru pohybu kolíčků mezi vačkovými koly, jak je vidět na (Obr. 18), a díky tření předávají hnací moment kolíčky na vačková kola. U těchto diferenciálů musí být pro jeho správnou funkci zajištěno pravidlo, že součet vaček obou vačkových kol, který je dělený počtem kolíčků, nám musí ve výsledku dát číslo celé [11].



Obr. 18 Samosvorný axiální vačkový diferenciál [2]

### 3.2.3 VÝHODY A NEVÝHODY OBOU TYPŮ DIFERENCIÁLŮ

Oba typy vačkových samosvorných diferenciálů disponují zástavbovými přednostmi – mají malou hmotnost, jsou kompaktní a nenáročné na výrobu [13]. Převažují však nevýhody, hnací moment se rozděluje nerovnoměrně i v zatáčkách, při provozu dochází k rychlému opotřebení součástí, celý mechanismus neoplývá dlouhou životností a komponenty poháněné nápravy jsou vystaveny většímu namáhání [12] [13]. Používaly se např. v terénních vozech ruských automobilových značek GAZ/UAZ na vybraných typech automobilů (často armádního zaměření) na obou poháněných nápravách. Z důvodu krátkého rozvoru a možnosti velkého natočení předních kol je oblouk zatáčení zadních kol, a tím rozdíl úhlových rychlostí poloos (zejména na povrchu s velkou adhezí), poměrně velký. Pro vačkový diferenciál je to z důvodu životnosti a namáhání nežádoucí a automobilky od něj po krátké době upustily. Použití na přední nápravě, zejména pro nižší rozdíl úhlových rychlostí kol, není až tak problematické [14]. V dnešní době se tedy tento typ diferenciálů prakticky nepoužívá, jediné uplatnění by mohl mít v oblasti automobilových sportů, jelikož jízda s tímto typem diferenciálu je poměrně čitelná a opotřebení diferenciálu zde nehraje příliš velkou roli a vyměnit jej v případě potřeby není nikterak obtížné [13].

### 3.3 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL ŠNEKOVÉHO TYPU TORSEN

Diferenciál Torsen<sup>3</sup> byl vynalezen a zkonstruován Američanem Vernonem Gleasmanem. Slovo Torsen je složeninou anglických slov „TORque“ (točivý moment) a „SENsitive“ (citlivý) [15]. Název nám tedy přímo naznačuje, že se jedná o diferenciál schopný reagovat na změnu momentu přenášeného hnacím kolem vozidla. Velikost tohoto momentu pak nepřímo závisí na přilnavosti a na svislém zatížení kola. Pokud se tedy změní adheze kola (resp. součinitel přilnavosti kola a vozovky) nebo se v průjezdu zatáčkou přeruší kontakt odlehčeného kola s vozovkou, nepochybně to způsobí změnu otáček kola (resp. úhlové rychlosti kola). Na vzniklou změnu bude diferenciál pružně reagovat [16]. Celý diferenciální mechanismus se také označuje jako šnekový, jelikož využívá samosvornosti a nízké účinnosti šnekového soukolí, které zastává interakci satelitů a centrálních kol [17]. Podrobnější popis a vysvětlení funkce bude zmíněn v dalších podkapitolách.



Obr. 19 Samosvorný diferenciál Torsen [10]

<sup>3</sup> V literatuře je uváděn název „Torsen“ s velkým nebo malým prvním písmenem (resp. také jako registrovaná značka Torsen®), v práci bude užíván častěji se vyskytující název s velkým písmenem bez registrované značky.

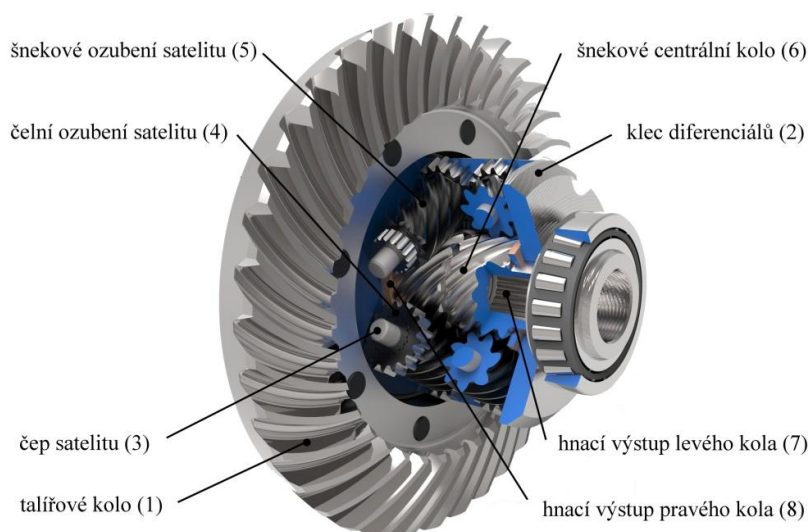
V současnosti existují tři hlavní typy samosvorných diferenciálů Torsen, které využívají více než jednoho druhu uspořádání šikmého ozubení, jejichž použití se liší v závislosti na požadavcích pohonu vozidla [18]. Podle evolučního vývoje [18] se dělí na:

- typ A (označován také jako typ I.) – originální, bude popsán detailněji
- typ B (resp. II.)
- typ C (resp. III.)

### 3.3.1 TORSEN TYP A

#### KONSTRUKČNÍ POPIS

Následující popis je čerpán z [1] a vztažen k (Obr. 20). Přes stálý převod, který se skládá z pastorku a talířového kola (1) pevně spojeného s klecí diferenciálu (2), je přenášen točivý moment z převodovky. V kleci diferenciálního ústrojí se nachází tři páry satelitů; jednotlivé satelity jsou ukončeny čepy (3), které umožňují volný otočný pohyb. Před čepy se nachází čelní kola s přímým ozubením (4) a mezi koly je satelit opatřen šnekovým ozubením (5), což umožňuje záběr se šnekovým centrálním kolem (6). Čelní ozubení nám pak slouží k vzájemnému záběru sousedních satelitů. Jednotlivá centrální šneková kola jsou poté spojena s hnacími výstupy (hřídeli) levého (7) a pravého (8) kola.



Obr. 20 Samosvorný diferenciál Torsen, typ A [19]

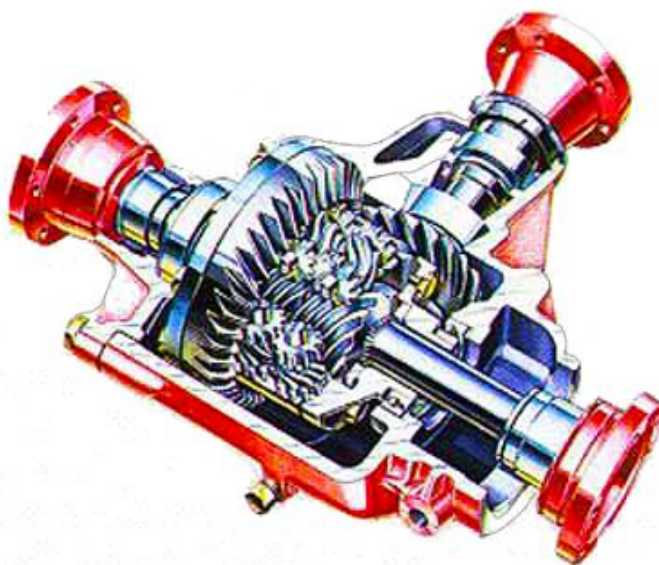
#### PRINCIP ČINNOSTI

Pokud mají hnací kola stejné otáčky (při přímé jízdě), satelity se na čepech (tedy kolem své osy) neotáčí, fungují pouze jako zubové spojky a přiváděný moment je na kola rozdělován ve stejném poměru. Pokud však mají hnací kola rozdílné otáčky (při jízdě zatáčkou), satelity se na čepech (tedy kolem své osy) budou otáčet [1]. Mechanismus zde s výhodou využívá vlastností šnekového ozubení, které jsou v jiných aplikacích převodu spíše nežádoucí. Jedná se především o jednosměrnost přenosu točivého momentu, což zde znamená, že šnekový převod umožňuje přenos momentu z centrálního kola na satelit, nikoliv však naopak [20].

Pokud by mělo dojít k protočení jednoho z hnacích kol (v důsledku špatných adhezních podmínek), rychlejší výstup kola bude interakcí šnekového ozubení roztáčet svůj satelit. Ten bude mít snahu roztočit druhý satelit, který však díky výše popsanému principu roztočit nemůže [20]. Dojde tedy k přibrzdění rychleji se otáčejícího (prokluzujícího) kola a k přenosu většího točivého momentu na kolo s větší adhezí (neprokluzující). Svornost tohoto diferenciálu se může měnit v závislosti na geometrii šnekového ozubení, přičemž standardní svornost činí zhruba 35 % (účinnost diferenciálu je tedy zhruba 65 %) [1], může však dosáhnout až 90 % (účinnost diferenciálu je pak 10 %) [20]. Dá se použít buď jako diferenciál nápravový, nebo jako mezinápravový [2].

### VÝHODY A NEVÝHODY

Výhodou je celková jednoduchost systému a s tím související spolehlivost. Nevýhodou je poté vyšší stupeň „přirozeného“ tření, vyšší cena, hlučnost a náročnější sestavení [20]. Tento typ diferenciálů sehrál v minulém století důležitou roli ve světě rallye, jelikož byl doménou pohonu všech čtyř kol úspěšných vozů značky Audi (model *Quattro S1*), a byl také montován do rozvodovky zadní nápravy automobilkou Lancia, konkrétně pak do veleúspěšného modelu *Delta Integrale HF 4WD*, viz (Obr. 21). Dnes je užíván stále v menší míře a automobily dávají přednost modernějšímu typu B.



Obr. 21 Rozvodovka zadní nápravy automobilu Lancia Delta Integrale HF 4WD s diferenciálem Torsen (momentový poměr 5 : 1) [21]



### 3.3.2 TORSEN TYP B

#### KONSTRUKČNÍ POPIS

Konstrukčně se tento typ diferenciálu podobá typu A s tím rozdílem, že jsou zde použity namísto satelitů se šnekovým ozubením čelní kola s patentovaným šikmým ozubením Equvex™ [18]. Následující popis se vztahuje k (Obr. 22). Hnací moment je opět přenášen přes pastorek a talířové kolo (1) na klec diferenciálu (2). Uvnitř klece jsou v jejich výřezech rovnoměrně po obvodu umístěny páry satelitů [20]. Dál je konstrukce podobná, přes ozubení (3) je v interakci hnací výstup levého (4) a pravého (5) kola.



Obr. 22 Diferenciál Torsen typ B [18]

#### PRINCIP ČINNOSTI

Z konstrukčního popisu tedy vyplývá, že jeden z dvojice satelitů zabírá s jedním planetovým kolem. Satelity jsou trvale spojeny s jednotlivými hnacími výstupy a současně zabírají satelity vzájemně mezi sebou. Šikmé ozubení je při záběru příčinou vzniku axiálních sil, což způsobuje interakci plovoucích satelitů a planetových kol s vloženými třecími kroužky [20]. Mezi další zdroje tření patří také již zmíněné šikmé Equvex™ ozubení. Otázku svornosti a rozdělení momentů si dovoluji citovat z [22]:

*„Svornost se samozřejmě dá vyladit návrhem geometrie ozubení, zejména volbou úhlu šroubovice šikmého ozubení, přidavnými třecími kroužky, počtem satelitových dvojic, apod. Svornost u tohoto diferenciálu se pohybuje od 16 % do 50 %. Při přímé jízdě rozděluje tento typ diferenciálu (obdobně jako Torsen typu A) točivý moment rovnoměrně mezi výstupní hřídele. Znamená to, že může pracovat jako mezinápravový i nápravový diferenciál.“*  
(Achtenová 2011, s. 24)

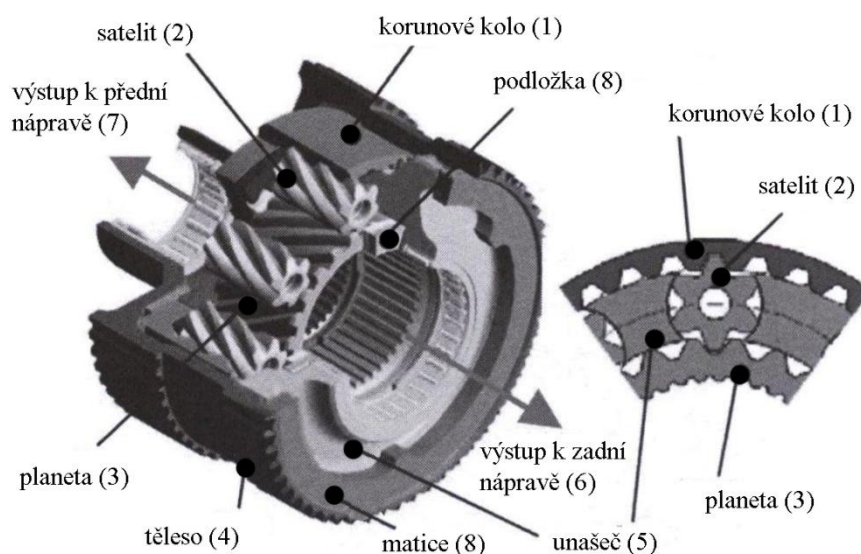
#### VÝHODY A NEVÝHODY

Tento typ má přednosti především v nižším „přirozeném“ tření, což lze s výhodou používat u pohonu předních náprav nebo pohonu všech čtyř kol (jako mezinápravový diferenciál). Umožňují také připojení poloos systémem C-clip. Osy satelitů jsou paralelní s osami planetových kol, což v kombinaci s kompaktnějšími rozměry satelitů vede k menším zástavbovým rozměrům celého diferenciálního ústrojí. Pro své převažující výhody se dnes používá nejčastěji [18].

### 3.3.3 TORSEN TYP C

#### KONSTRUKČNÍ POPIS

Torsen typu C je na rozdíl od předchozích dvou mezinápravový diferenciál planetového typu. Popis je vztažen k (Obr. 23) a inspirován [22] a [23]. V tělese (4) se nachází korunové kolo (1), satelity (2), planetové kolo (3) a unašeč (5), který vymezuje prostor mezi satelity a je přímo spojen s výstupem zadní nápravy (6). Planetové kolo je pak spojeno s výstupem přední nápravy (7). Mezi planetovým kolem a unašečem se pak nachází podložka (8).



Obr. 23 Diferenciál Torsen typ C [22]

#### PRINCIP ČINNOSTI

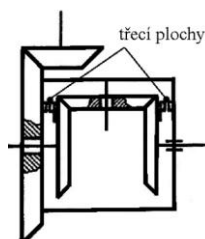
Veškeré ozubení v diferenciálním ústrojí je typu šikmého [22]. Satelity, které vytváří interakci planetového kola s kolem korunovým, jsou uloženy pouze ve výřezech v rameni unašeče, nikoliv na čepech, což má za následek primární zvyšování svorného účinku diferenciálu [23]. Dalšího zvýšení svorného účinku se dosahuje (díky přítomnosti šikmého ozubení) přítomností axiálních sil při záběru, mezi kolem planetovým a korunovým je totiž vložen třecí kroužek, na který je přitlačováno planetové, volně uložené kolo [22].

#### VÝHODY A NEVÝHODY

Typ C disponuje oproti typům A a B velkou výhodou, dokáže totiž rozdělovat momentový poměr i v jiném poměru než 50 : 50, často např. 40 : 60. Vůz značky Audi *Quattro S1* (zmíněný v předchozích kapitolách) trpěl díky tomuto stejnému poměru nedotáčivostí a náročnější ovladatelností, což vyžadovalo velmi zkušeného řidiče. Ihned po uvedení typu C jej Audi implementovalo do většiny svých „ostrých“ modelů, např. do modelu *RS4* (2005). Pro své „ostré“ modely je využila i automobilka Alfa Romeo, konkrétně pak např. do modelů *156 Q4*, *159 Q4* a *Brera Q4* [24].

### 3.4 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL S TŘECÍMI ČLENY

Samosvornost kuželových diferenciálu je také možno realizovat přibrzdováním kuželových kol (spojených s hnacími hřídeli kol) vůči skříni (kleci) diferenciálu [2]. Tohoto efektu můžeme dosáhnout vytvořením vhodných třecích ploch s vysokým třením, např. třecí lamelovou brzdou nebo spojkou [2].

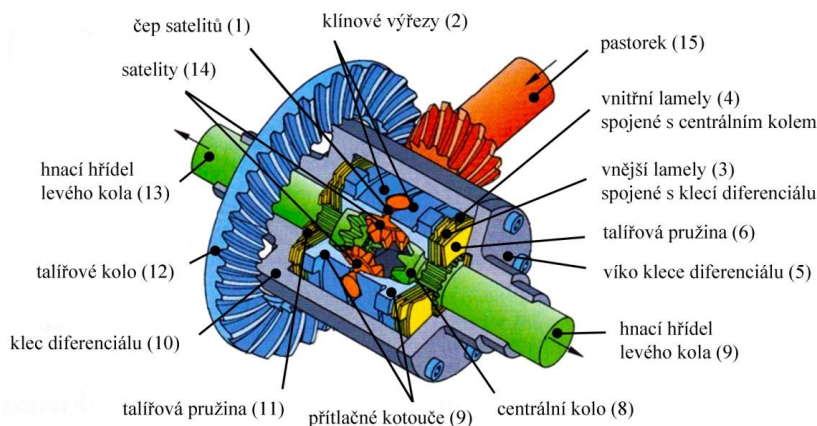


Obr. 24 Princip samosvorného kuželového diferenciálu se zvýšeným třením [2]

#### 3.4.1 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL S TŘECÍ LAMELOVOU SPOJKOU (ZF-DL)

##### KONSTRUKČNÍ PRINCIP

Následující popis se vztahuje k (Obr. 25) a je převzat z [1]. Klec diferenciálu (10) je poháněna stálým převodem, tedy pastorkem (15), v záběru s talířovým kolem (12), pevně spojeným s klecí. Diferenciál obsahuje dva přitlačné kotouče (9), které jsou na obvodu opatřeny unášecími výstupky tvarovanými tak, aby zasahovaly do podélných drážek v kleci diferenciálu. Jsou jí tedy poháněné, ale současně se mohou vůči ní axiálně pohybovat. Mezi těmito přitlačnými kotouči a čelní plochou klece diferenciálu, resp. víkem klece diferenciálu (5), se nachází lamely vnější (3) a vnitřní (4). Vnější lamely mají, stejně jako přitlačné kotouče, unášecí výstupky. Vnitřní lamely jsou poté pomocí ozubení spojeny s centrálními koly (8) a napevno spojeny s hnacími hřídeli pravého (7) či levého (13) kola. Diferenciál má celkem 4 satelity, dva z nich jsou vždy protilehlé na společném čepu [2]. Satelity (14), resp. jejich čepy (1), jsou uloženy v klínových výřezech (2), které jsou vyfrézovány na čelních plochách přitlačných kotoučů. Talířové pružiny (6,7) slouží k realizaci předpětí v lamelách.

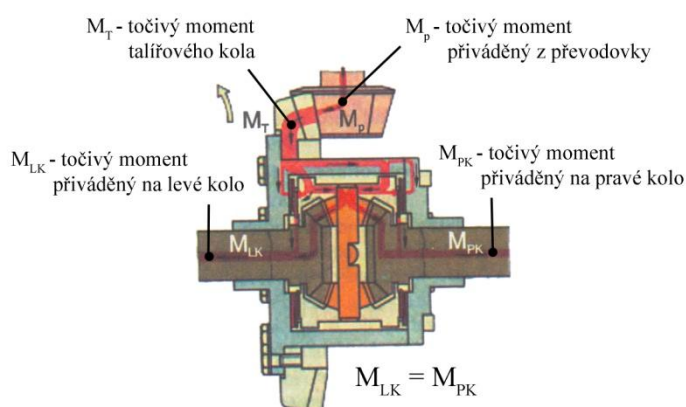


Obr. 25 Samosvorný diferenciál s třecí lamelovou spojkou [1]



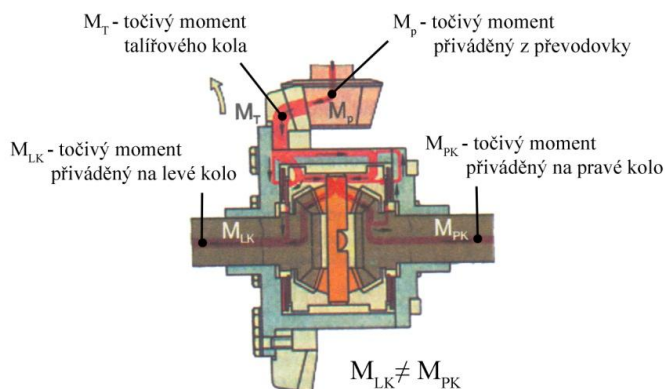
## PRINCIP ČINNOSTI

Točivý moment přiváděný z převodovky se přenáší (a zvětší) přes soukolí stálého převodu a klec diferenciálu na přítlačné kotouče [1]. Jak již bylo naznačeno, funkci diferenciálu omezuje třecí lamelová spojka, a intenzita snižování pohybu je úměrná přenášenému momentu [2]. Pokud mají hnací kola stejné otáčky (přilnavost), přenášený točivý moment se dělí na dvě části. Přenos větší části točivého momentu je realizován přes přítlačné kotouče a unášené čepy satelitů na centrální kola. Přenos menší části točivého momentu mají na svědomí lamelové spojky, které jej přenáší přes přítlačné kotouče na centrální kola [1]. Přerozdělení točivého momentu je také viditelné na (Obr. 26).



Obr. 26 Přenos točivého momentu u samosvorného diferenciálu s lamelovou spojkou (kola mají stejné otáčky) [1]

Pokud však dojde k rozdílným otáčkám kol (kola mají rozdílné přilnavosti), začnou se otáčet satelity kolem své osy [1]. Příklad bude vztahován k prokluzujícímu pravému kolu. Při akceleraci jsou přítlačné kroužky přes klínové plochy a čep, který koná relativní pohyb vůči přítlačným kroužkům, tlačeny směrem od sebe, a tím tlačí proti svazku lamel [2]. Vlivem otáčkového rozdílu lamel (vnitřních a vnějších) se vytvoří třecí moment, který je veden přes klec diferenciálu, levou lamelovou spojku a ozubení levé hřídele na neprokluzující levé kolo [1]. Pomalejší levé kolo je tak unášeno rychleji se otáčejícím kolem pravým [2]. Momentové rozdělení dokládá (Obr. 27).

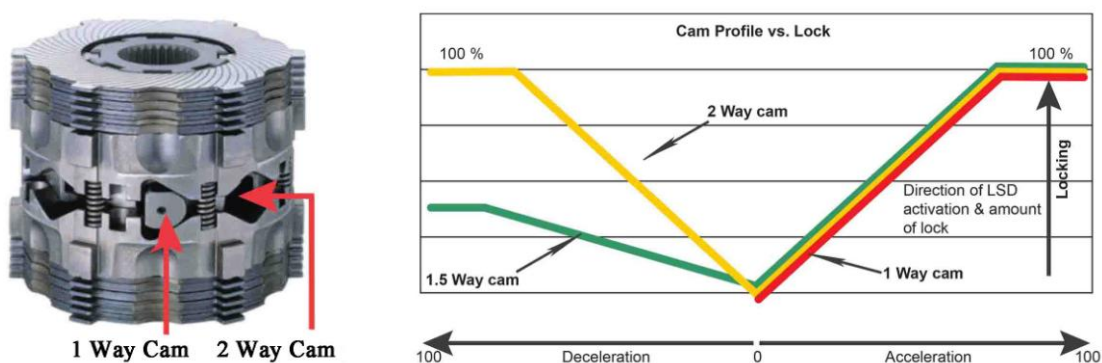


Obr. 27 Přenos točivého momentu u samosvorného diferenciálu s lamelovou spojkou (pravé kolo prokluzující) [1]

Svorný účinek těchto diferenciálů bývá obvykle do 40 %, polovina z této hodnoty je pak přiváděna na prokluzující kolo. V našem případě je tedy na levé neprokluzující kolo přiváděno  $50 + 20 \% = 70 \%$  hnacího točivého momentu. Na pravé kolo se poté přenáší  $50 - 20 \% = 30 \%$  hnacího točivého momentu. Pokud tyto točivé momenty odečteme, dostaneme opět hodnotu svorného účinku [1].

### VÝHODY A NEVÝHODY

Výhodou těchto diferenciálů je poměrně jednoduchá konstrukce, jelikož neobsahuje elektronické prvky. Diferenciál může také pracovat v „obráceném“ směru, tedy pokud vozidlo zpomaluje, zejména pokud se tomuto požadavku uzpůsobí tvar čepu satelitu a drážky v přítlačných kotoučích. Tato konstrukce je známá pod anglickým názvem „2 way LSD“ a je určena především pro závodní vozy se zadním náhonem, tzv. „drift“ speciály, které projíždí zatáčky kontrolovaným smykem. Mimo standardní provedení „1 way LSD“ ještě existuje varianta „1,5 way LSD“, u které je svornost v obráceném režimu podstatně menší, je tedy vhodnější pro běžný provoz a pro vozy se zadním náhonem, která mají problém s nedotáčivostí [25]. Porovnání jednotlivých verzí lze vidět na (Obr. 28).



Obr. 28 Konstrukční rozdíly a křivka svornosti samosvorných diferenciálů s lamelovou spojkou [25]

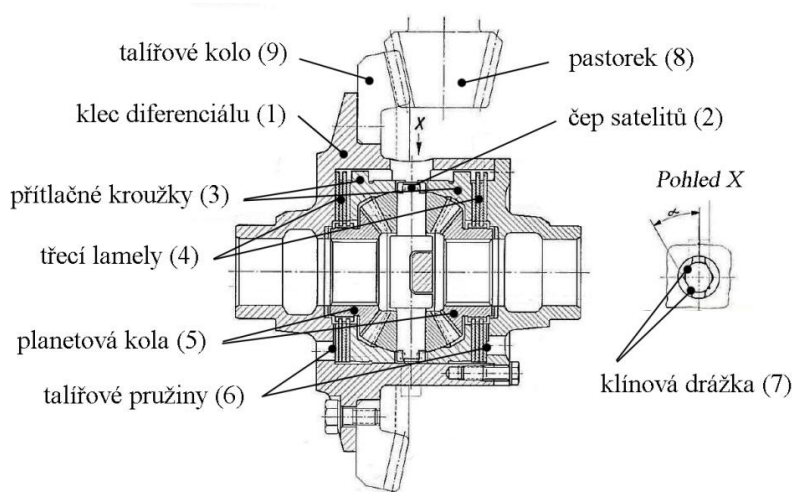
Jako nevýhoda se dá klasifikovat přítomnost malé stálé svornosti, která může komplikovat otáčení vozidla při malých rychlostech, případně jeho parkování. S tímto problémem souvisí také zahřívání celého diferenciálu, který bývá u konvenčních vozů pasivně chlazen vzduchem, v závodních vozech je poté zpravidla použit chladicí okruh [25]. Diferenciál má také neproměnnou křivku svornosti, kterou lze upravit pouze tvarem drážky nebo čepu, příp. počtem lamel [2].

### 3.4.2 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL LOK-O-MATIC

Tento typ diferenciálu je konstrukčně i funkčně úzce spjat se samosvorným diferenciálem s třecí lamelovou spojkou. Proto jej není třeba v následující kapitole tak obsírně popisovat.

### KONSTRUKČNÍ POPIS, PRINCIP ČINNOSTI, VÝHODY A NEVÝHODY

U tohoto systému se funkce diferenciálu limituje třecí lamelovou brzdou, přičemž intenzita tohoto brzdění je úměrná přenášenému momentu. Popis diferenciálního mechanismu je směřován k (Obr. 29) a inspirován [2]. Přes pastorek, talířové kolo a skříň diferenciálu (1) se díky přitlačným kroužkům s drážkováním (3) přenáší točivý moment na čepy satelitů (4) s klínovým ukončením, které jsou uloženy v klínových drážkách přitlačných kroužků. Svornost nastává, když obvodová síla působící na skříň diferenciálu způsobí vytlačení čepu z klínové drážky, což způsobí vznik axiální síly. Dochází tedy k posunu čepu v axiálním směru, což vede za účasti satelitu k zvýšení tlaku na planetu. Svornost závisí kromě zmíněného momentu také na předpětí talířových pružin a lze jej měnit také úhlem klínu  $\alpha$ , viz (Obr. 29). Výhody a nevýhody jsou prakticky stejné jako v případě samosvorného diferenciálu s třecí lamelovou spojkou [26].



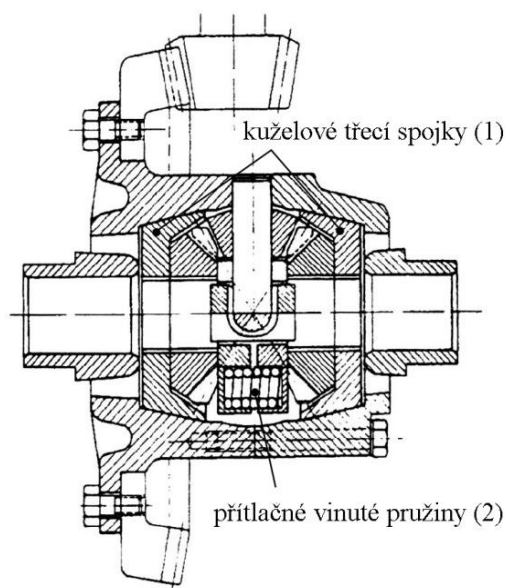
Obr. 29 Samosvorný diferenciál Lok-O-Matic, kde je horní polovina bez předpětí, dolní polovina s předpětím generovaným talířovými pružinami [26]

### 3.4.3 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL BORG-WARNER A ZF-DZ

Konstrukčně se jedná o podobné systémy, které využívá diferenciál Lok-O-Matic. Systém diferenciálu Borg-Warner se také označuje anglickým souslovím „Spin Resistant“ [26].

### KONSTRUKČNÍ POPIS, PRINCIP ČINNOSTI, VÝHODY A NEVÝHODY TYPU BORG-WARNER

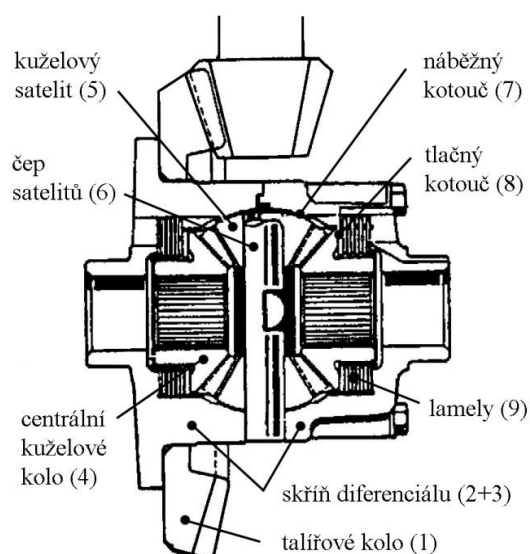
Konstrukční popis je vztahován k (Obr. 30). Diferenciál Borg-Warner obsahuje kromě obvyklých částí také kuželové třecí spojky (1), které se nachází mezi skříní a planetovými koly [2]. Tyto kuželové třecí spojky jsou ve spojení s hřídeli kol díky drážkování a v případě svorného účinku bržděny třením o klec diferenciálu. Kromě axiálních sil, vznikajících záběrem zubů, je třecí moment vytvářen také přitlačnými vinutými pružinami [2]. Klady a zápory jsou podobné jako u předchozího typu, přičemž výhoda diferenciálu spočívá v použití menšího množství dílů, což se však promítá i do nevýhody v podobě užších možností nastavení.



Obr. 30 Samosvorný diferenciál Borg-Warner [2]

#### KONSTRUKČNÍ POPIS, PRINCIP ČINNOSTI, VÝHODY A NEVÝHODY TYPU ZF-DZ

Diferenciál je opět konstrukčně velmi podobný předchozím typům s třecími prvky. Princip ovládání je podobný jako u diferenciálu Borg-Warner, popis je vztažen k (Obr. 31) a čerpán z [27]. Mezi skříní (2 a 3) a planetovými kuželovými koly (4) jsou umístěny spojky s lamelami (9 a 10), které zajišťují v případě svornosti vznik třecího momentu. Planetová kuželová kola tak přímo přes tlačný kotouč (8) vytváří tlak na lamelové spojky, přičemž axiální pohyb planetových kol vůči hřídeli je zajištěn přítomností drážkování, jak je vidět na (Obr. 31). Výhody a nevýhody tohoto systému jsou opět podobné jako u předchozích dvou typů.



Obr. 31 Samosvorný kuželový diferenciál ZF-DZ [2]

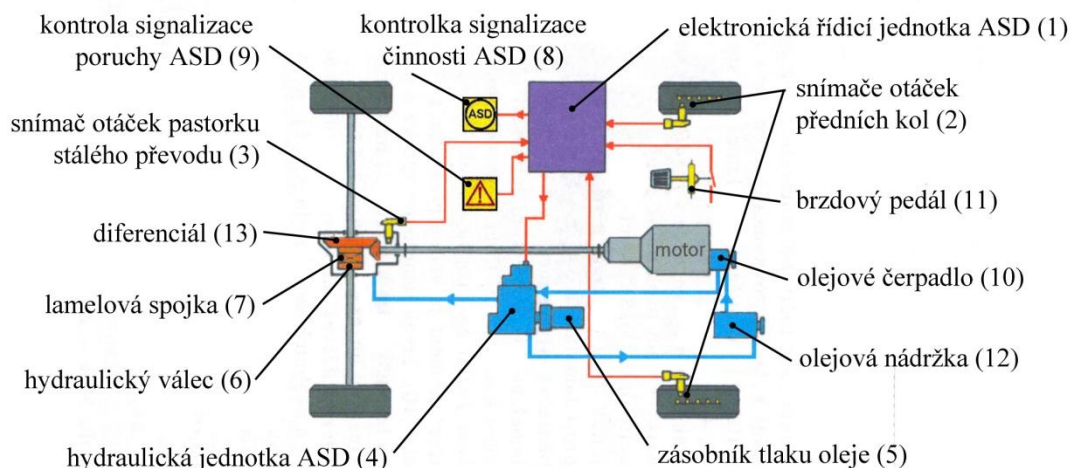
### 3.4.4 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL ASD

S modernizací a vývojem automobilů se do popředí začaly dostávat různé elektronické systémy, především ty, které zvyšovaly ovládací a trakční schopnosti vozů. Jedním z nich je systém ASR (z anglického sousloví „Anti Slip Regulation“), což je protiprokluzová regulace, jež funguje buď na bázi přibrzdění prokluzujícího kola, nebo zásahu do elektroniky motoru (změna předstihu, snížení dávky vstřikovaného paliva aj.) [29]. Ve spolupráci s tímto systémem pracuje kromě jiného také diferenciál ASD. Název tohoto samosvorného diferenciálu je zkratkou německého sousloví „Automatisches Sperrdifferential“, což ve volném překladu znamená „automatická uzávěrka diferenciálu“. Autorem konstrukce toho systému je firma Mercedes-Benz [2]. Ve srovnání se samosvorným diferenciálem s třecí lamelovou spojkou je diferenciál ASD dalším vývojovým stupněm tohoto diferenciálu, který pracuje samočinně a jeho svorný účinek lze plynule měnit až po úplné uzavření diferenciálu.

#### KONSTRUKČNÍ POPIS

Popis je vztahován k (Obr. 32) a převzat z [1]. Celý systém ASD můžeme rozdělit na tři hlavní skupiny:

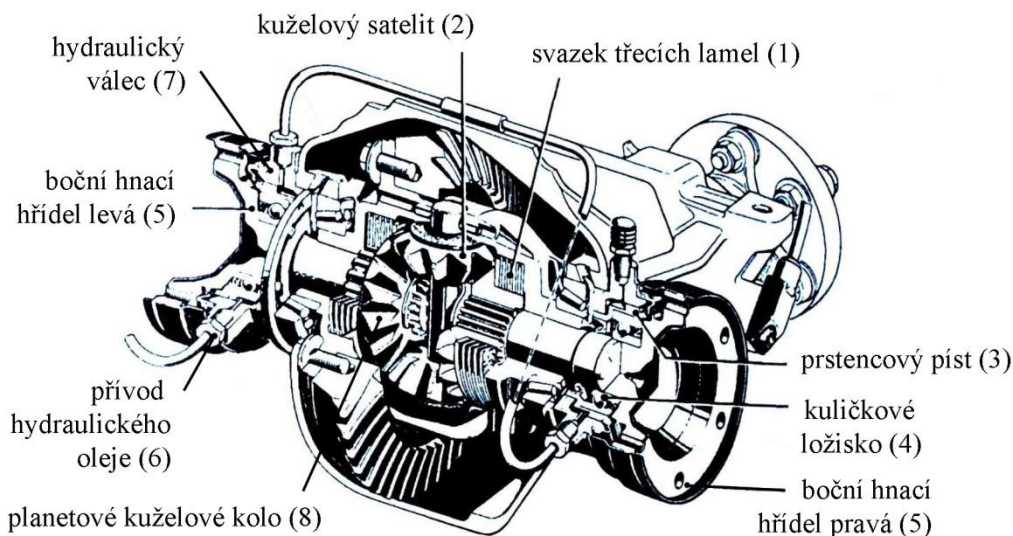
- **mechanická** – diferenciál (13) s lamelovou spojkou (7) a hydraulickým válcem (6)
- **hydraulická** – olejová nádržka (12), olejové čerpadlo (10), hydraulická jednotka ASD (4), zásobník tlaku oleje (5) a elektromagnetický ventil
- **elektronická** – snímače otáček kol (2 a 3), elektronická řídicí jednotka ASD (1), signalizace činnosti a poruchy ASD (8 a 9)



Obr. 32 Schéma systému samočinného diferenciálu ASD [1]

Samotný diferenciál je poté ukázán na (Obr. 33) a popis převzat z [2]. Kromě obvyklých součástí třecích diferenciálů, jako jsou svazek třecích lamel (1), kuželový satelit (2) a planetové kuželové kolo (8), disponuje diferenciál také hydraulickým válcem (7) s prstencovým pístem (3), vnější kuličkovým ložiskem (4), přívodem hydraulického oleje (6) a boční hnací hřídelí (5). Tyto součásti se nachází na obou stranách diferenciálu.



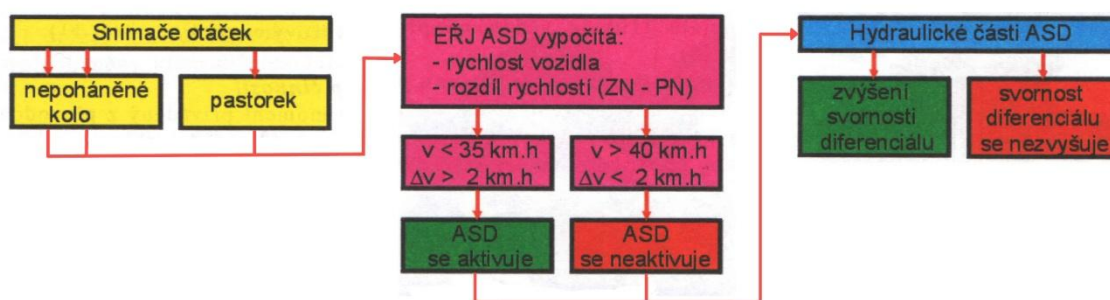


Obr. 33 Samočinný samosvorný diferenciál ASD (Mercedes-Benz) [2]

### PRINCIP ČINNOSTI

Pokud řídicí jednotka ASD uvede systém do činnosti, otevře se přívod hydraulického oleje prostřednictvím elektromagnetického ventilu, který se nachází v hydraulické jednotce. V hydraulickém válci dojde ke zvýšení tlaku, na prstencový píst tak začne působit určitá síla [1]. Píst působí přes kuličkové ložisko na boční hnací hřídel a společně s planetovým kolem je má tendenci táhnout směrem ven, což způsobuje přítlak na svazek lamel a tím zhoršení funkce diferenciálu, resp. zvýšení svorného účinku diferenciálu (v extrémním případě vznikne plné uzavření diferenciálu). Základní samosvorný účinek je zde dosažen pouze silami v ozubení kuželových satelitů, nikoliv přítlačnými kroužky, jako u standardního třecího diferenciálu [2].

Aktivace systému ASD probíhá tak, že elektronická řídicí jednotka neustále sbírá informace ze snímačů, které jsou umístěné na nepoháněných předních kolech, a také ze snímače pastorku stálého převodu. Pokud nastane překročení difference rychlostí poháněných a nepoháněných kol (tedy  $\Delta v > 2 \text{ km/h}$ ) a rychlost vozu je menší než je zadaná hodnota (zpravidla  $v_v < 35 \text{ km/h}$ ), dojde k aktivaci systému. Činnost systému ve vyšších rychlostech by měla neblahý dopad na jízdní vlastnosti vozu, zejména zhoršení ovladatelnosti v zatáčkách. I během vypnutého systému je však k dispozici základní svorný účinek [1] [2]. Funkci systému nám indikuje kontrolka ASD na přístrojové desce, stejně tak je na ní umístěna i kontrolka poruchy systému. K vyřazení činnosti dojde také při sešlápnutí brzdového pedálu, příp. brzdění motorem. Systém tedy neovlivňuje průběh brzdění, což je žádoucí především u systému ABS, což je známý protiblokovací brzdový systém, který zabráňuje zablokování prokluzujícího kola [1]. Celou funkci systému lze názorně vidět na (Obr. 34).



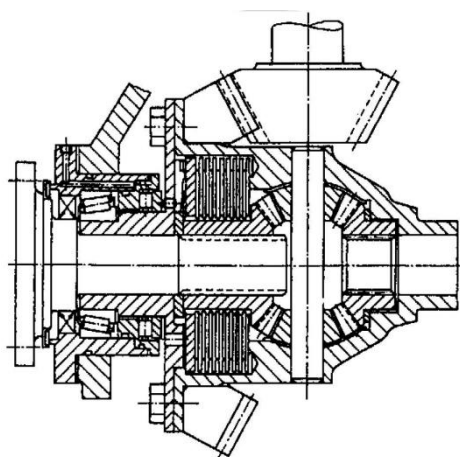
Obr. 34 Schéma principu činnosti ASD [1]

### VÝHODY A NEVÝHODY

Systém ASD přináší množství výhod, jelikož významně zlepšuje trakční vlastnosti vozu tím, že na poháněné neprokluzující kolo může přenést velkou část momentu [1]. Bez nároků na větší zkušenosti řidiče vozidla také výrazně usnadňuje rozjezd, jelikož zablokování diferenciálu může zůstat zachované i v případě, když vozidlo zastaví [1] [2]. Současně také zvyšuje bezpečnost a zlepšuje ovládání na vozovkách s nepříliš dobrými adhezními podmínkami. Jako malou nevýhodu lze kromě zmíněných výhod třecích samosvorných diferenciálů označit složitost celého systému a možnost selhání jednotlivých komponent. Systém je však opatřen vlastní diagnostikou, která elektrické části neustále monitoruje, a v případě poruchy systém vypne [1]. S vozidlem se však i po vypnutí systému dá bez větších obtíží pokračovat v jízdě.

### KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ S JEDNOU TŘECÍ SPOJKOU

Tento systém může také pracovat tam, kde se používají pouze jednostranné, resp. nesymetrické samosvorné diferenciály s jednou třecí lamelovou spojkou. Tato přirozená asymetrie poté způsobuje, že jsou kuželové satelity podle směru zatáčení různě silně zatíženy, resp. samosvorná (uzavírací hodnota) je dle směru zatáčení rozdílně velká [2]. Konstrukci elektronicky řízeného diferenciálu s jednostrannou, hydraulicky ovládanou lamelovou spojkou dokládá (Obr. 35).



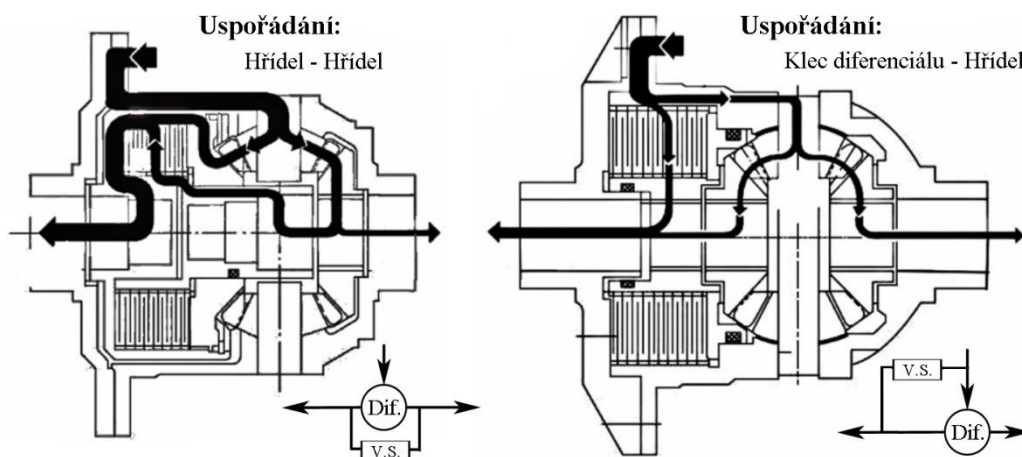
Obr. 35 Elektronicky řízený nápravový diferenciál [2]

### 3.5 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL S VISKÓZNÍMI ČLENY

Jednou z dalších možností dosažení uzavíracího účinku je možnost použití lamel, jejichž třecí účinek je ovlivňován smykovou silou kapaliny. Účinek spojky je závislý nikoliv na rozdílu hnacích momentů (jako např. u typu Torsen), ale na rozdílu otáček hnacích hřídelů [2]. Průběh uzavření mechanismu je tedy ze začátku velmi pozvolný, což jej činí vhodným k použití jako mezinápravový diferenciál, může se však používat i jako diferenciál nápravový.

#### 3.5.1 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL S VISKÓZNÍ SPOJKOU

Podobně jako u samosvorného diferenciálu ASD je zde možnost dvojí konfigurace viskózní spojky, ta se může nacházet mezi klecí diferenciálu a hnacím hřídelem nápravy, nebo také mezi oběma hnacími hřídeli [2]. Obojí uspořádání, včetně toků točivého momentu, lze vidět na (Obr. 36).

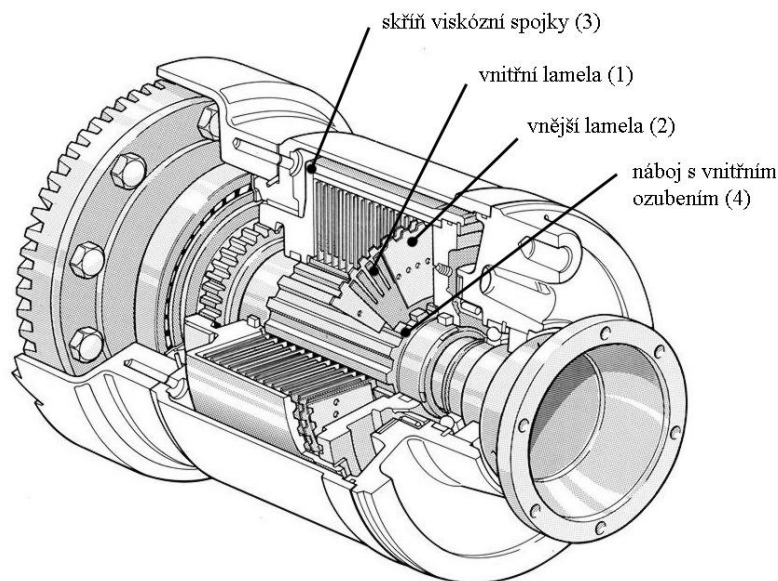


Obr. 36 Typy diferenciálu s viskózní spojkou [31]

#### KONSTRUKČNÍ POPIS

Popis je vysvětlen na (Obr. 37) a je brán z [2] a [30]. Viskózní spojka se skládá ze skříně zpravidla válcového tvaru (3), disponující vícelamelovou spojkou a náplní kapaliny ve formě silikonového oleje o vysoké viskozitě. Lamely jsou kvůli přítomnosti kapaliny speciálně tvarované a mají specifickou povrchovou úpravu, která zlepšuje ulpívání oleje na povrchu lamel. Vnitřní lamely (1) jsou rozříznuté a prostřednictvím vnitřního ozubení jsou spojeny s nábojem hnacího hřídele (4), kdežto vnější lamely (2) jsou děrované a díky vnějšímu ozubení mohou být unášeny skříní. Oba typy lamel se ve skříní nachází ve více sadách a navzájem se nedotýkají, mezeru vyplňuje již zmíněná kapalina. Zbylá konstrukce mechanismu je shodná s konvenčním kuželovým diferenciálem. Konstrukce celé viskózní spojky lze tedy vidět na (Obr. 37).





Obr. 37 Konstrukce viskózní spojky [30]

## PRINCIP ČINNOSTI

Točivý moment je přes stálý vstupní hřídel přiváděn na skříň spojky, která unáší díky vnějšímu ozubení vnější lamely. Pokud jsou adhezní podmínky obou kol stejné, spojka se otáčí jako celek a diferenciál se jeví jako otevřený [30]. Pokud se však jedno kolo začne otáčet výrazně rychleji než druhé, daná sada vnějších lamel se začne také otáčet vyšší rychlostí. Mezi nimi a vnitřními lamelami dochází k tzv. stříhovému efektu, což znamená, že dojde k odtržení silikonové viskózní kapaliny, která ulpívá na lamelách. Se zvyšujícím se otáčkovým rozdílem jsou silikonovou kapalinou unášeny vnitřní lamely, roste tedy odpor proti vzájemnému otáčení lamel a kolo s lepšími adhezními podmínkami může dostat větší podíl točivého momentu. Viskozita kapaliny se zvyšuje se vzrůstající teplotou a tlakem, čím se zvyšuje pevnost ve stříhu a může dojít až k plnému uzavíracímu účinku<sup>4</sup> [2].

## VÝHODY A NEVÝHODY

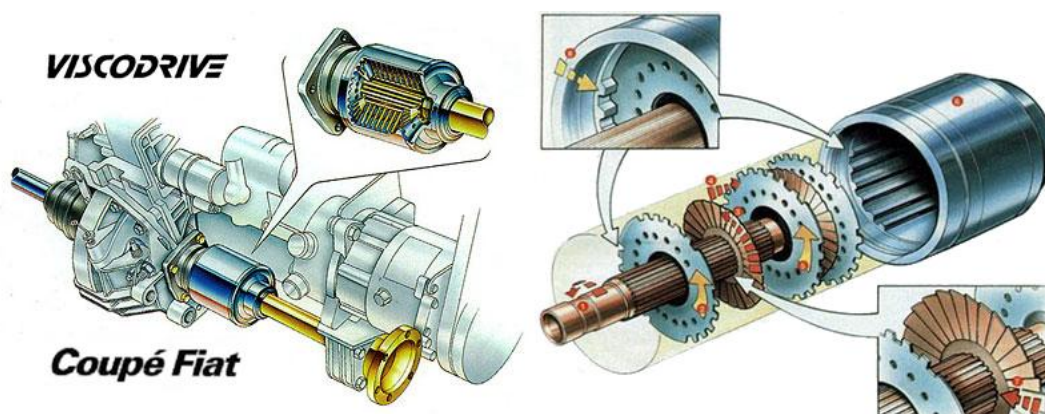
Z konstrukce a viskózních vlastností kapaliny plyne obecný fakt – při malém rozdílu otáček spojka téměř nepůsobí, avšak při velkém rozdílu diferenciál silně uzavírá [2]. Má výhodu v samočinnosti, tichosti a plynulé regulaci účinnosti. Lamely nejsou v přímém styku, nachází se v silikonovém oleji, spojka se tedy neopotřebovává. Působí také jako tlumič různých rázů, přicházejících z převodovky. Jako nevýhodu lze počítat méně přesnou reakci na diferenci otáček. Nejčastěji se, pro své převažující výhody, používá jako mezinápravový diferenciál [30].

<sup>4</sup> Kapalinové spojky mají díky své konstrukci určité (malé) procento skluzu.

### 3.5.2 SAMOSVORNÝ DIFERENCIÁL VISCODRIVE

Pro úplnost je zde zmíněn i samosvorný diferenciál Viscodrive, který využívá výše popsaných výhod, a který se používá jako samosvorný diferenciál nápravový. Nabízel jej koncern Fiat a v 90. letech vzbudil značnou pozornost, jeho funkce byla totiž vzhledem k jednoduchosti velice účinná [32]. Vozy s příčně uloženým motorem v přední části mají převodovku a její výstupy umístěné na straně, což při standardní konstrukci znamená, že je délka levé a pravé poloosy rozdílná [33].

Soustava Viscodrive však pracuje s vloženým hřídelem, nesoucím zmíněnou viskózní spojku, a tedy se stejně dlouhými poloosami, což je výhodné z hlediska souměrnosti záběru [33]. Konstrukce, princip činnosti a výhody či nevýhody jsou popsány výše. Systém je prakticky bezúdržbový, náplň by měla být celoživotní, avšak díky stáří aut dochází k únikům oleje i k jeho degradaci a funkce celého systému se zhoršuje. Nejznámější zástupci tohoto diferenciálu jsou vrcholné verze vozů Fiat *Coupe 16VT* a *20VT* (Obr. 38), dále také Lancia *Nuova Delta HPE 2.0T* a Lancia *Kappa 2.0T* a *3.0* [32].



Obr. 38 Samosvorný diferenciál Viscodrive [33]

## 4 AKTIVNÍ DIFERENCIÁLY A SYSTÉMY

V důsledku modernizace a vývojového trendu elektroniky dostávají konstruktéři nové možnosti kontroly trakce s jediným cílem – co nejlépe vyhodnotit aktuální adhezní situaci a v kombinaci s aktuálním jízdním režimem rozdělit nejen co největší množství točivého momentu na kolo s největší adhezí, ale také zajistit perfektní řiditelnost a stabilitu celého vozidla. Regulace je možná především díky monitorování vybraných komponent snímači (resp. aktivními členy), které neustále sbírají potřebná data a dokážou je jednak vyhodnocovat a tím aktivně ovlivňovat směrovou stabilitu, zároveň se také snaží jeho chování předpovídat. V této kapitole budou rozebrány z mého dle mého názoru nejzajímavější systémy různých automobilek, resp. automobilových koncernů.

### 4.1 BRZDĚNÉ DIFERENCIÁLY

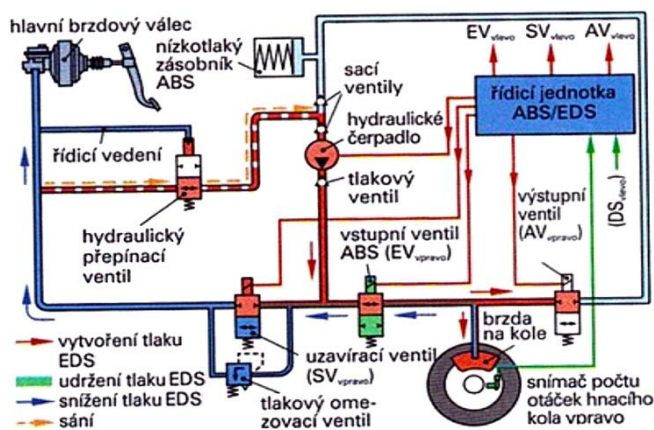
Podkapitola se týká systémů, které pro svou funkci využívají přibrzdování kol.

#### 4.1.1 DIFERENCIÁL S ELEKTRONICKOU UZÁVĚRKOU EDS

Systém EDS je jeden z asistenčních systémů, který má za úkol elektronicky uzavírat diferenciál. Zkratka EDS<sup>5</sup> pochází z anglických slov „Electronic Data Systems“. Jedná se o elektrohydraulický systém, který se používá při rozjezdu a v nižších rychlostech, je tedy dobrým pomocníkem např. v zimním či deštivém počasí. Najdeme jej téměř u všech modelů značky Volkswagen.

#### KONSTRUKČNÍ SCHÉMA

Ze schématu (Obr. 39) je patrné, že funguje v kombinaci se systémem ABS, což je výhodné z hlediska nižšího počtu komponent a případného neomezování přednějšího systému ABS.



Obr. 39 Schéma systému EDS (brzdový okruh kola vpravo) [35]

<sup>5</sup> V pramenech se lze také setkat se zkratkou ESD („Elektronický Samosvorný Diferenciál“), v práci bude používána obvyklejší zkratka EDS.

## PRINCIP ČINNOSTI

Systém pracuje se konvenčním kuželovým diferenciálem popsaným v kapitole (2.1.3), víme tedy, že rozděluje točivý moment ve stejném poměru. Pokud jedno kolo nemůže přenést hnací moment, kolo se začne protáčet a celkový přenášený moment se tímto snižuje. Řídicí jednotka ABS/EDS detekuje protáčející kolo a začne jej skrz hydraulický brzdový okruh přibrzďovat, což vyvolá brzdňý točivý moment, který pomůže dorovnat momentový poměr na kole, které má vysokou adhezi [36]. Výsledný účinek je tedy podobný jako u mechanické závěrky diferenciálu [37].

## VÝHODY A NEVÝHODY

Výhodou celého systému je skutečnost, že využívá brzdový okruh ve spolupráci se systémem ABS, kterým v dnešní době disponuje téměř každé vozidlo [37]. Systém je tedy možné poměrně jednoduše implementovat do každého brzdového okruhu, řídicí jednotka také neustále monitoruje celý stav systému a v případě poruchy je systém deaktivován a vozidlo může nadále bez větších obtíží brzdit. Systém přináší trakční výhody v zhoršených adhezních podmínkách (např. sníh, déšť), v rámci možností také umožňuje rychlejší průjezd ostřejší zatáčkou (např. kruhový objezd) [36]. Nevýhoda spočívá v elektronické složitosti a funkci pouze v nižších rychlostech, kterou však zlepšil systém XDS popsaný v další podkapitole [37].

### 4.1.2 DIFERENCIÁL S ELEKTRONICKOU UZÁVĚRKOU XDS A TTC

Pro úplnost jsou zde zmíněny další dva systémy, které fungují na stejném principu jako systém EDS, jejich cílem je ovšem zlepšovat trakci vozu při průjezdech zatáčkou ve vyšších rychlostech bez poklesu výkonu motoru [37].

## SYSTÉM XDS

Tento systém je vyvinut opět automobilkou Volkswagen s cílem zvýšit trakci vozidla s předním náhonem při jízdě zatáčkou [38]. Je tedy nadstavbou již známého EDS systému [37]. Systém funguje při ostřejším průjezdu zatáčkou, kdy vnitřní kolo ztrácí kontakt s vozovkou a tím ztrácí potřebnou trakci [38]. V této situaci systém zasáhne přibrzděním tohoto kola a tím pošle více točivého momentu na kolo vnější. Tento zásah je možný díky snímačům rychlosti vozu, odstředivého zrychlení a úhlu natočení volantu. Systém tak po zpracování dodaných informací dokáže vyvinout potřebný brzdňý tlak. Z testů vyplynulo, že systém funguje nejlépe v poslední třetině zatáčky [39]. Jako nevýhoda systému se jeví větší opotřebení brzd, potažmo i pneumatik. Najdeme jej např. ve vozech Volkswagen *Golf 7 GTI/GTD* nebo Škoda *Fabia 2 RS* [38] [39].

## SYSTÉM TTC

U vozů koncernu Fiat se můžeme setkat také s pomocníkem přenosu točivého momentu na kolo s největší adhezí, který se označuje zkratkou TTC, což je složenina anglických slov „Torque Transfer Control“, ve volném překladu poté „kontrola přenosu točivého momentu“.

Systém funguje prakticky na stejném principu jako systém XDS, zlepšuje tedy trakci v zatáčkách a zajišťuje větší dynamiku jízdy tím, že snižuje přirozenou nedotáčivost vozu s předním náhonem. Na rozdíl od systému XDS/EDS byl však primárně vyvíjen pro snížení nedotáčivosti vozů, neusnadňuje tedy trakci při jízdě na povrchu s rozdílnou adhezí, a lze jej najít např. ve voze Fiat 500 Abarth [40].

## 4.2 AKTIVNÍ DIFERENCIÁLY (TORQUE VECTORING)

Pod pojmem aktivní diferenciály si můžeme představit různé systémy automobilek, které slouží k regulaci točivého momentu, resp. hnací síly levého a pravého kola. Na rozdíl od „brzděných“ diferenciálů však tyto aktivní diferenciály, resp. systémy výkon hnacího ústrojí nesnižují a současně přispívají k lepšímu ovládání vozidla při průjezdu zatáčkou [1]. Tyto sofistikované systémy jsou často doménou především sportovně laděných a dražších vozů.

### 4.2.1 AKTIVNÍ SYSTÉM PŘENOSU TOČIVÉHO MOMENTU ATTS (HONDA)

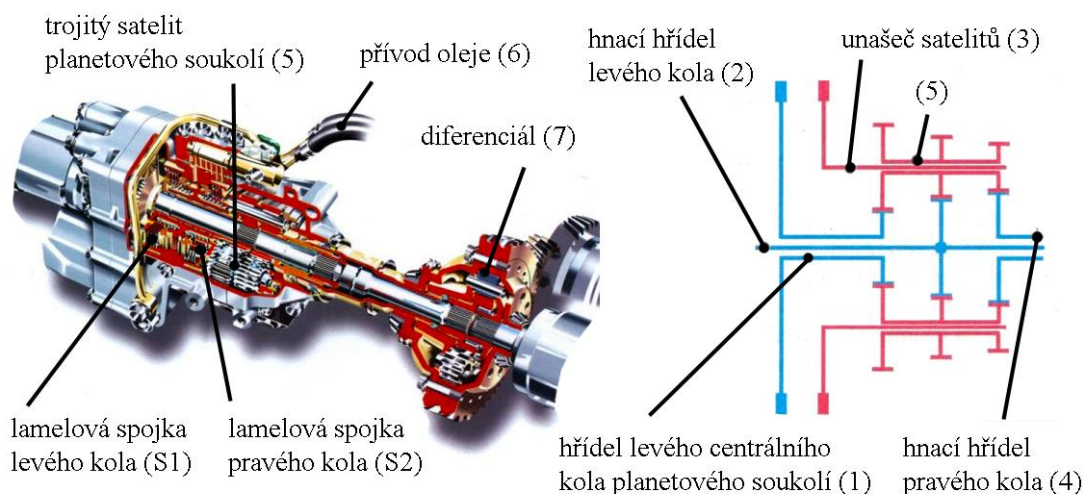
Zkratka ATTS pochází z anglických slov „Active Torque Transfer System“, což ve volném překladu znamená „aktivní systém přenosu točivého momentu“, vyvíjený automobilkou Honda v průběhu 90. let [1]. Nejprve byl vyvíjen pro vozidla se stálým pohonem všech čtyř kol, poté byl zdokonalen i pro vozidla s předním náhonem, kterým disponoval spolu se systémem ATTS např. sportovní vůz Honda Prelude 4G/5G [1] [41]. Jak již bylo naznačeno, tento systém nesnižuje, na rozdíl od pasivních systémů, výkon hnacího ústrojí [1].

### KONSTRUKČNÍ POPIS

Následující popis je vztahován k (Obr. 40) a převzat z [1] a [41]. Celý systém je založen na rozdělovací převodovce vložené mezi rozvodovkou s konvenčním diferenciálem a hnacími koly. Točivý moment přicházející z rozvodovky je přenášen planetovým soukolím se třemi trojitými satelity (5) a lamelovými brzdícími spojkami (S2), nacházejícími se vedle planetového soukolí. Tyto spojky jsou hydraulicky ovládané elektronickou řídicí jednotkou, která neustále vyhodnocuje signály ze snímačů, a upravují tak vzájemné otáčky soustavy planetového soukolí.

Snímače, které jsou napojeny na elektronickou řídicí jednotku (Honda Prelude 5G) [1] [41]:

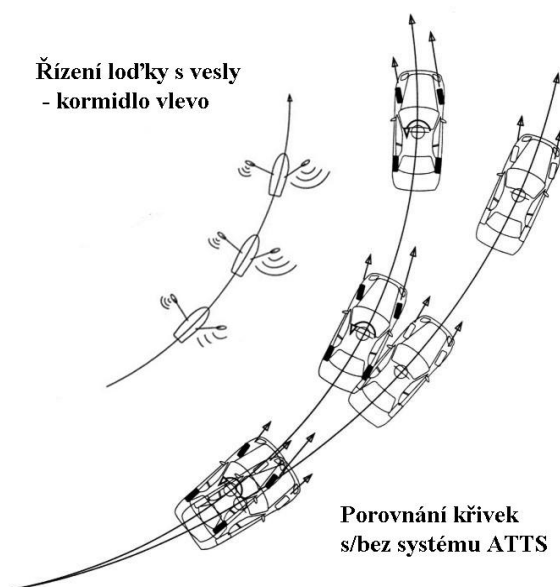
- snímač otáček motoru a polohy plynového pedálu
- snímač pozice řadicí páky, natočení volantu a polohy plynového pedálu
- snímač příčného/ bočního zrychlení vozu a natáčení vozu kolem svislé osy
- snímače systému ABS (diference otáčení levého a pravého kola)



Obr. 40 Řez skříní (MCU) obsahující hnací ústrojí ATTS a schéma planetového soukolí [1] [42]

## PRINCIP ČINNOSTI

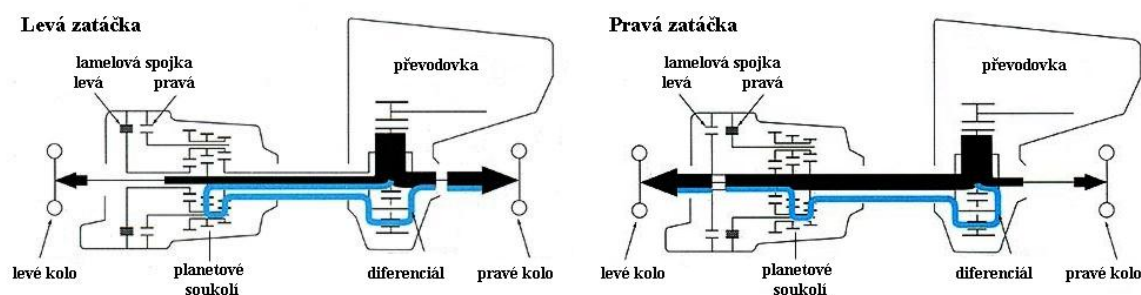
Velmi dobře lze přirovnat funkci systému ATTS k řízení loďky s vesly, u které směr neměníme pouze otáčením kormidla (u vozu zatáčení koly), ale také rychlejším veslováním na vnější (zde pravé) straně zatáčky (u vozu ATTS) [1]. Přirovnání lze vidět na (Obr. 41).



Obr. 41 Zvětšení hnací síly na vnějším kole u systému Honda ATTS [42]

Jak již bylo řečeno, elektronická řídicí jednotka získává informace z výše uvedených snímačů a může tak přes hydraulický systém plynule spínat lamelové spojky, které rozdělují točivý moment tak, že větší část momentu se přenáší na kolo vnější (zde pravé) a zároveň jej urychluje [1] [42]. Dělení točivého momentu ukazuje (Obr. 42).





Obr. 42 Tok momentu systémem ATTS – levá a pravá zatáčka [42]

### VÝHODY A NEVÝHODY

Systém ATTS přináší řadu výhod. Výrazně usnadňuje řízení celého vozidla, efektivně snižuje nedotáčivost při akceleraci a přetáčení při brzdění motorem a řízení je velmi přesné, citlivé a strmé. Systém spolehlivě pracuje jak na suchém, tak i mokrému povrchu silnice a propůjčovala vozu Honda *Prelude 5G* až fenomenální ovladatelnost [1] [41]. Systém byl neaktivní pouze při couvání [1]. Jako drobnou nevýhodu lze považovat složitost systému (resp. jeho možné selhání) a pravidelnou výměnu hydraulické kapaliny ATF v systému [41].

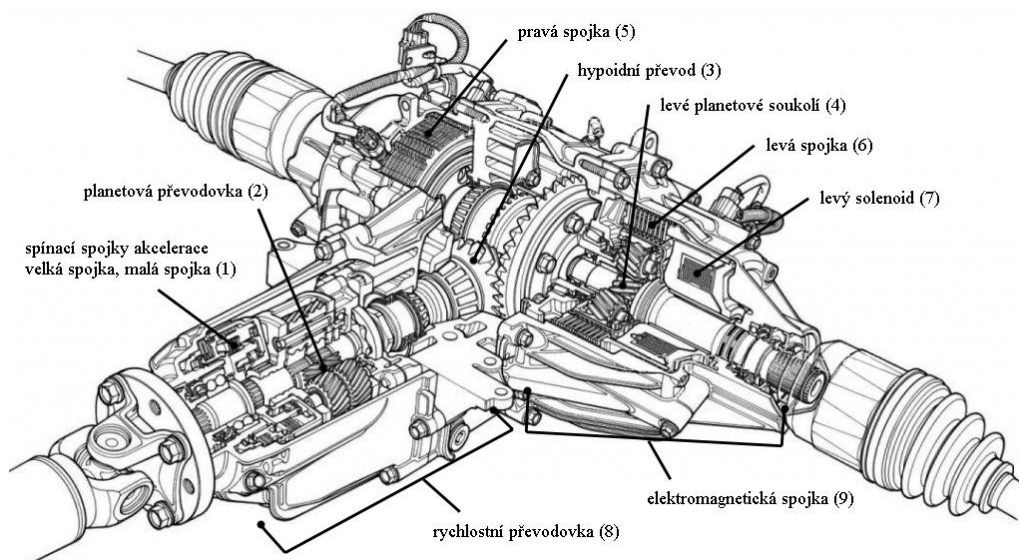
#### 4.2.2 AKTIVNÍ SYSTÉM PŘENOSU TOČIVÉHO MOMENTU SH-AWD (HONDA)

Systém SH-AWD je zkratkou anglických slov „Super Handling All Wheel Drive“, což v překladu znamená „výborná ovladatelnost všech čtyř kol“. Je to další vývojový stupeň v oblasti Torque Vectoring systémů od firmy Honda, který rozšiřuje systém ATTS. Systém SH-AWD tedy umí rozdělovat točivý moment nejen mezi zadní kola, ale současně také mezi přední a zadní nápravu [43].

### KONSTRUKČNÍ POPIS

Popis je vztahován k řezu rozvodovky SH-AWD na (Obr. 43) a brán z [23] a [44]. Celá rozvodovka se skládá ze tří hlavních sekcí – akcelerační, hypoidní a distribuce momentu. V akcelerační sekci se nachází vstupní hřídel točivého momentu, dvě spojky (malá, velká) (1), planetové soukolí (2) a hydraulický ovladač spojek. V hypoidní sekci se nachází stálý hypoidní převod (3), který snižuje otáčky a mění osy rotace. V sekci distribuce točivého momentu se nachází na každé straně planetové soukolí (4) a lamelové spojky (5 a 6), elektronicky ovládané solenoidy (7). Celý systém monitoruje a ovládá řídicí jednotka (ECU) SH-AWD, přičemž pracuje ve spolupráci s množstvím senzorů a snímačů:

- snímač natočení úhlu volantu a natočení vozidla dle svislé osy
- senzor vodorovného a svislého zrychlení (akcelerometr),
- snímače otáček jednotlivých kol, snímač otáček hypoidního soukolí
- snímač teploty oleje v rozvodovce
- snímače (levý a pravý) elektromagnetických spojek
- snímač polohy plynového pedálu

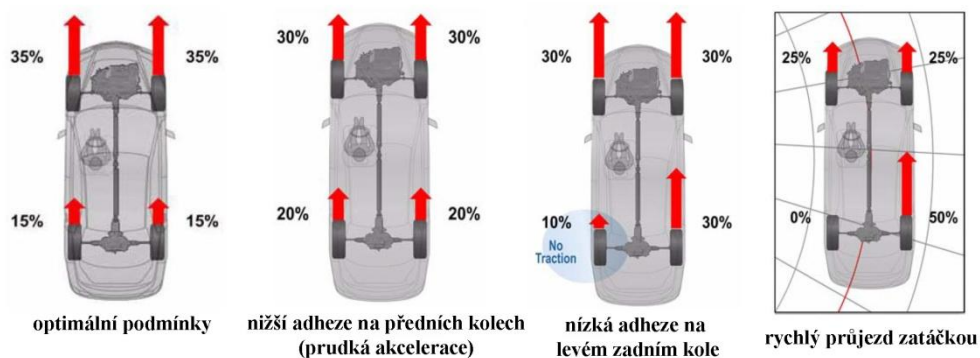


Obr. 43 Řez rozvodovkou Honda SH-AWD [45]

### PRINCIP ČINNOSTI

Jak již bylo naznačeno, celý systém umí aktivně rozkládat točivý moment oproti systému ATTS také mezi přední a zadní kola. Při přímé jízdě je 70 % točivého momentu přidělováno na přední kola, zbylých 30 % na kola zadní [43]. V činnosti je rychlostní převodovka, kdy malá spojka přenáší točivý moment přímo na hypoidní stálý převod, od kterého je moment přenášen přes korunové kolo planetového soukolí a unašeče na ozubení hnacího hřídele, ať už pro levou nebo pravou stranu [44].

V případě průjezdu zatáčkou s ostřejším stylem jízdy se však distribuce momentu aktivně mění, přičemž na přední kola připadá 30 % hnacího momentu, na kola zadní poté 70 %. Tohoto efektu se docílí zařazením planetové převodovky do činnosti díky hydraulicky ovládané velké spojce, což má za následek zvýšení rychlosti otáčení hypoidního soukolí a točivý moment na zadních kolech je s výhodou použitelný během rychlého průjezdu zatáčkou [44]. Tento točivý moment lze dále rozkládat mezi pravé a levé kolo díky elektromagneticky ovládaným spojkám prakticky v plném rozsahu 0 - 100 % (podobně jako u výše popsaného systému ATTS). Při zrychlení v zatáčce je větší část momentu přenášena na vnější kolo, při brzdění v zatáčce poté systém bojuje proti přetáčení urychlením vnitřního kola [43]. Momentové rozdělení v různých jízdních situacích dokládá (Obr. 44).



Obr. 44 Dělení točivého momentu pro různé situace [44]



## VÝHODY A NEVÝHODY

Systém SH-AWD má samozřejmě velmi pozitivní dopad na ovladatelnost a trakční schopnosti vozu, které oceníme jak při sportovní jízdě, tak i v zhoršených trakčních podmínkách [44]. Výrazně eliminuje nedotáčivost vozu, která se týká především aut s centralizací hmoty v přední části vozu, způsobenou zpravidla velkoobjemovým výkonným motorem. Systém SH-AWD také zvyšuje hmotnost vozu, spotřebu pohonných hmot a ubírá na vnitřním prostoru, avšak díky těžší zadní rozvodovce se vyvážení vozu přibližuje poměru 50 : 50. V náročnějších podmínkách může také dojít k přehřívání oleje a následnému vypnutí systému, který ztratí veškeré uzavírací schopnosti a auto může uvíznout např. v nepříznivých kopcovitých sněhových podmínkách [46]. Vozidlo také nelze zkoušet na dynamometru s jednou poháněnou nápravou, nelze jej odtáhnout pouze za přední kola (častá metoda odtahu v USA) a údržba systému vyžaduje zvýšenou pozornost [44]. Systém je však poměrně spolehlivý disponující vlastní diagnostikou, která neustále monitoruje stav, dokonce také ukazuje na palubním displeji aktuální využití a momentové rozdělení zatížení kol [46].

### 4.2.3 SYSTÉM AYC, S-AYC A ACD (MITSUBISHI)

#### KONSTRUKCE SYSTÉMU AYC

Pod názvem AYC, resp. „Active Yaw Control“, což ve volném překladu znamená „aktivní řízení vozu okolo svislé osy“, lze poznat aktivní diferenciál automobilky Mitsubishi Motors [11]. Poprvé byl představen v roce 1996, konkrétně v modelu *Lancer Evolution IV.*, který dosahoval díky tomuto systému skvělých jízdních vlastností [47]. Systém představuje aktivní, elektronicky řízený zadní diferenciál, který rozděluje točivý moment mezi levé a pravé kolo dle potřeby. Popis bude podle [22] vztahován k (Obr. 45). Základ tvoří kuželový diferenciál, umístěný na levé straně, přičemž planetová kola diferenciálu jsou spojena s hnacími hřídeli jednotlivých kol nápravy. Uprostřed diferenciálu nachází své místo planetová převodovka. Ta se skládá ze tří planetových kol a tří satelitů, které jsou napevno spojeny skrz unašeč ke kleci diferenciálu, mohou se tedy otáčet pouze kolem své osy. Levé planetové kolo je spojeno s klecí diferenciálu, prostřední planetové kolo zajišťující převod „do rychla“ je spojeno s pravou lamelovou spojkou a pravé planetové kolo zajišťující převod „do pomala“ je spojeno s levou lamelovou spojkou. Lamely obou spojek, které nejsou spojeny s planetovými koly, jsou v interakci s pravým výstupním hřídelem pomocí drážkování. Celý systém je řízen elektronickou jednotkou, která sbírá důležité informace o voze za pomoci snímačů, podobně jako systém ATTS, zmíněný výše. Lamelové spojky jsou řízeny elektrohydraulicky.

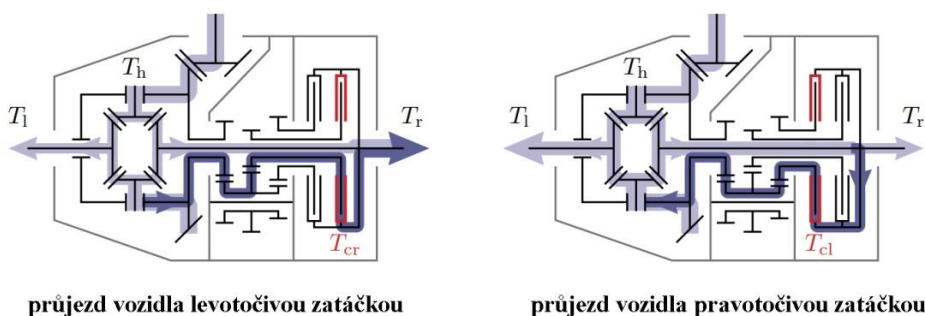


Obr. 45 Schéma jednotky AYC (vlevo) a interakce lamel (vpravo) [48]

## PRINCIP ČINNOSTI SYSTÉMU AYC

Při jízdě vozidla v přímém směru se systém projevuje jako klasický otevřený diferenciál, který dělí točivý moment v poměru 50 : 50 mezi obě hnací kola. Vstupní moment tedy vstupuje přes vstupní hřídel přes klec diferenciálu na obě hnací kola, přičemž planetová kola jsou v planetovém soukolí ve spojení se satelity a spojky jsou v rozepnutém stavu.

Při průjezdu levé zatáčky systém hydraulicky sepne pravou spojku, která začne přenášet točivý moment z vnějšího hřídele (který má díky planetovému soukolí vyšší otáčky) na pravou hnací hřídel, což vede ke zvýšení točivého momentu na pravém kole a o stejný díl snížení na kole levém. Pro průjezd pravou zatáčkou platí podobný princip, kdy začne spínat levá spojka místo pravé, která způsobí přenos momentu z rychleji se otáčející duté hřídele na dutou hřídel s pravým planetovým kolem. Točivý moment je opět měněn přes planetový převod tak, že je na kleci diferenciálu menší, což má za následek zvýšení hnacího momentu na levém kole a o stejný díl snížení na straně pravé [11]. Tok momentů dokládá (Obr. 46).



Obr. 46 Tok momentů levotočivou (vlevo) a pravotočivou (vpravo) zatáčkou [11]

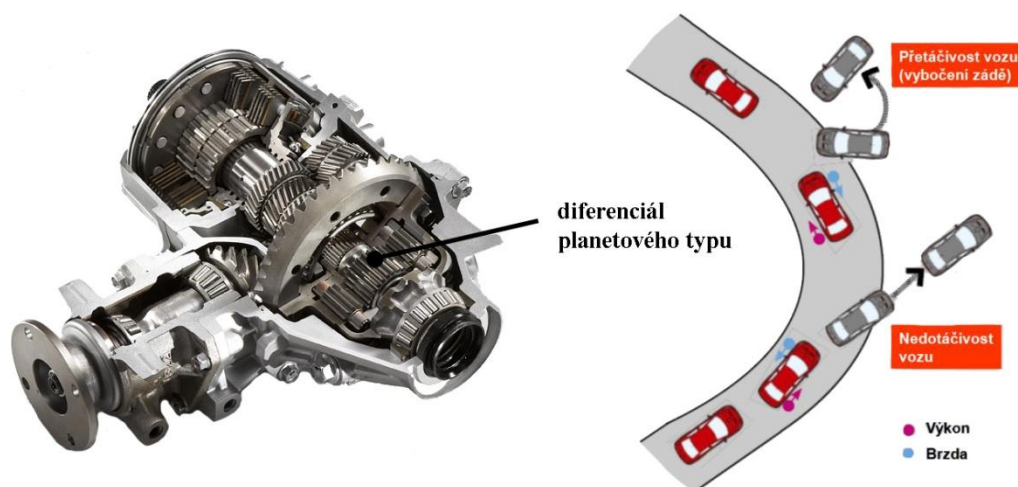
## VÝHODY A NEVÝHODY SYSTÉMU AYC

Systém AYC má podobné výhody jako systém ATTS od firmy Honda, zde ovšem pro zadní poháněnou nápravu. Celý systém je poměrně kompaktní a spolehlivý. V průběhu dalšího vývoje v novém tisíciletí však byly nároky na rozdíl točivých momentů jednotlivých kol čím dál větší. Na základě toho byl vyvinut navazující typ na systém AYC označovaný přídomkem „super“, tedy systém S-AYC, který dále zlepšoval funkci systému a ovladatelnost vozu.

## KONSTRUKCE, PRINCIP ČINNOSTI, VÝHODY A NEVÝHODY SYSTÉMU S-AYC

Tento systém se prvně objevil v typu *Lancer Evolution VII* [49]. Konstrukce tohoto systému je téměř stejná jako u systému AYC, zde je ovšem místo kuželového typu diferenciálu použit typ planetový. Tato podstatná změna umožnila přenos momentu z pravé výstupní hřídele nikoliv na klec diferenciálu, ale přímo na levou výstupní hřídel. Dosáhlo se tedy většího rozdílu a výhodnějšího dělení točivých momentů mezi hnacími koly [11]. Další rozdíl lze také pozorovat v odlišném odstupňování převodů prostřední planetové převodovky [49]. S minimálním zásahem do konstrukčního uspořádání bylo dosaženo až 1,8krát většího přenášeného momentu než u systému AYC, a potřebný poloměr zatáčky se zmenšil o 10 % (při stejné rychlosti) [11] [48]. Není proto výjimkou, že se slovy chvály nešetří právě při recenzích jízdních vlastností vozů typů *Lancer Evolution*, které se osvědčily také při soutěžích rallye. Konstrukci dokládá (Obr. 47).

V nedávné době byl také systém AYC (resp. S-AYC) doplněn o systém „brake control“, který v ostřejší jízdě dokáže přibrzďovat přední kolo dle směru zatáčky a tím dále potlačovat nedotáčivost, resp. přetáčivost vozu. Modelová situace jde vidět na (Obr. 47).

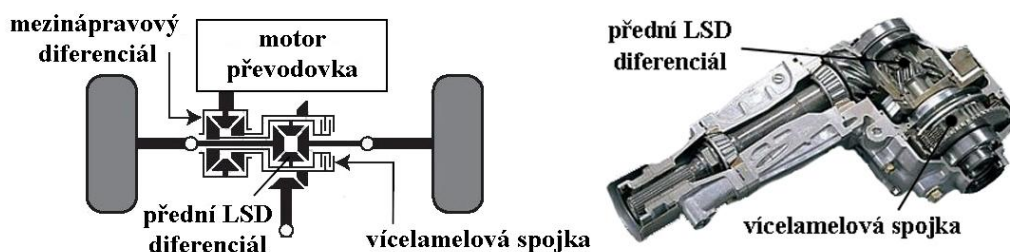


Obr. 47 Rozvodovka systému S-AYC (vlevo) a funkce systému „brake control“ (vpravo) [50]

### KONSTRUKCE, PRINCIP ČINNOSTI, VÝHODY A NEVÝHODY SYSTÉMU ACD

Systém ACD se týká mezinápravové oblasti a skládá se z diferenciálu a hydraulicky ovládané vícelamelové spojky. Název systému ACD je zkratkou „active center differential“, volně přeloženo jako „aktivní středový diferenciál“. Jeho úkolem je zlepšit odezvu řízení a trakci tak, že rozděljuje dle potřeby hnací točivý moment na přední a zadní nápravu [50]. Z převodovky vstupuje točivý moment na mezinápravový diferenciál, který rozděljuje při standardních podmínkách poměr 50 : 50 točivého momentu mezi zadní soukolí a přední LSD diferenciál, přičemž levé planetové kolo je spojeno s klecí předního diferenciálu a pravé planetové kolo je spojeno se soukolím zadního pohonu. Lamelová spojka má funkci uzávěrky mezinápravového diferenciálu, kdy vnitřní lamely jsou spojeny s klecí předního diferenciálu a vnější se soukolím zadního náhonu [52].

Jak již bylo naznačeno, svornost diferenciálu je řízena elektrohydraulicky – řídicí jednotka systému vyhodnocuje aktuální situaci a s přihlédnutím na zvolený uživatelský režim ovládá skrz hydraulický okruh (společný se systémem AYC) přítlak lamel [53]. Při vstupu do zatáčky je spojka sepnutá, čímž se eliminuje nedotáčivost. V jejím průběhu se spojka rozeptne a otáčky náprav mohou být rozdílné, což je výhodné pro obratnost vozu. Na konci zatáčky systém opět zamyká spojku, čímž se maximalizuje trakce [52]. Systém lze vidět na (Obr. 48).



Obr. 48 Schéma systému ACD (vlevo) a rozvodovka ACD (vpravo) [52]

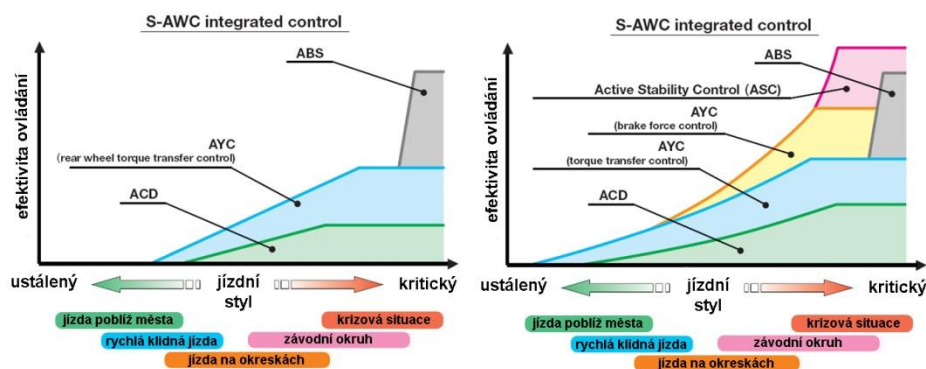
#### 4.2.4 SYSTÉMY S-AWC A 4WD (MITSUBISHI)

##### KONSTRUKCE, PRINCIP ČINNOSTI, VÝHODY A NEVÝHODY SYSTÉMU S-AWC

S dalším rozvojem sportovních automobilů a také trendu vývoje vozu typu SUV a crossover bylo nutné vyvinout také řádný systém pohonu všech 4 kol. Zkratka S-AWC je složena z anglických slov „Super All Wheel Control“, což ve volném překladu znamená „skvělá ovladatelnost všech kol“. Je to tedy integrovaný dynamický řídicí systém, který je dále složen z těchto podsystémů [50]:

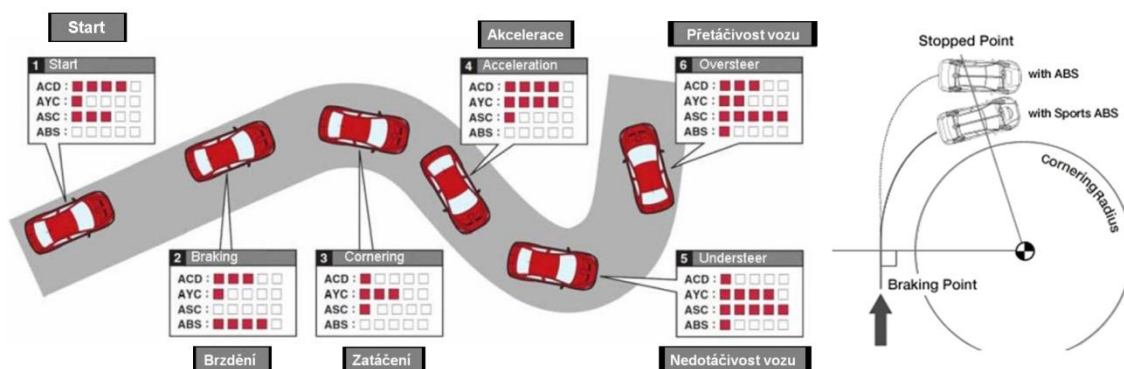
- AYC – aktivní řízení vozu okolo svislé osy
- ACD – aktivní mezinápravový diferenciál
- ASC – aktivní ovládání stability vozu
- Sport ABS – protiblokovací systém brzd

Podíl funkcí v závislosti na jízdních podmínkách dokládá (Obr. 49).



Obr. 49 Aktivní oblast podsystémů v rámci systému S-AWC [50]

Systém tedy navazuje na předchozí zmíněné aktivní systémy, které navíc doplňuje o systém ASC, což je zkratka pro název „Active Stability Control“, v překladu poté „aktivní ovládání stability vozu“. Zlepšuje tedy stabilitu vozidla tím, že řídí točivý moment motoru a brzdné síly pro každé kolo samostatně. Systém doplňuje ještě podsystém Sport ABS, který podporuje efektivní brzdění před a během zatáčky především díky čtveřici snímačů kol a úhlu natočení volantu [50]. Jejich funkci při průjezdu zatáčkami včetně systému Sport ABS viz (Obr. 50).



Obr. 50 Funkce podsystémů v rámci systému S-AWC (vlevo) a funkce Sport ABS (vpravo) [50]



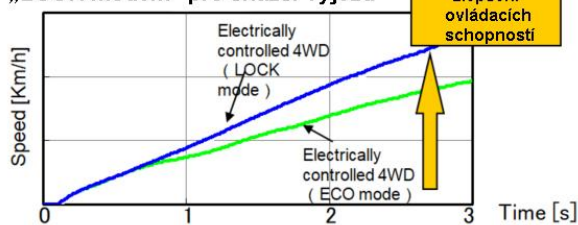
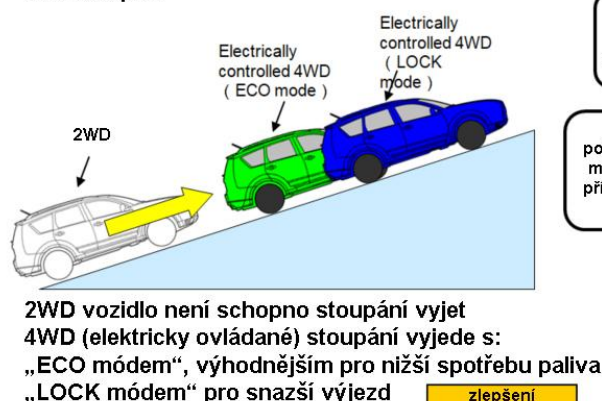
Systém S-AWC byl vývojem modifikován odstraněním hydraulického okruhu, přičemž roli ovládání spojek převzaly elektromagnety. Nejmladší typy vozů, jako jsou např. *Outlander* a *Eclipse Cross*, mají již veškeré spojky ovládané elektromagneticky. Přední aktivní diferenciál se označuje zkratkou AFD („Active Front Differential“) [53].

### SYSTÉM 4WD (MITSUBISHI)

Tento systém je zde zmíněn pouze ke srovnání se systémem S-AWC a také proto, že s ním mám, coby autor této práce, jisté zkušenosti, jelikož jsem měl možnost se s vozem s tímto systémem několikrát svézt. Konkrétně se jedná o vůz Mitsubishi *Outlander 2.2 DI-D 4WD* modelového roku 2017. Systém disponuje na každé hnací nápravě klasickým kuželovým diferenciálem; přední náprava je trvale připojena a zadní se automaticky dle potřeby připojuje přes kardanův hřídel a elektromagnetickou spojku. Zajímavostí tedy je, že se kardanův hřídel točí nezávisle na připojování zadního diferenciálu. I přes svou relativní jednoduchost je systém v porovnání se systémem 2WD poměrně účinný, avšak za systémem S-AWC poměrně zaostává. Je však dobrou volbou pro nenáročného uživatele, u kterých převládá jízda v běžných jízdních režimech a podmínkách, a kteří také hledají dobrý kompromis mezi cenou a výkonem. Z vlastní zkušenosti mohu potvrdit dobré trakční schopnosti v zimním období a čitelné jízdní vlastnosti, které pramení mmj. z promyšlené konstrukce závěsů auta. Ochrana konektorů a čidel proti vlhkosti a povětrnostním vlivům je také velmi dobrá [54]. Porovnání systémů včetně zobrazení různých jízdních režimů je viditelné na (Obr. 51).

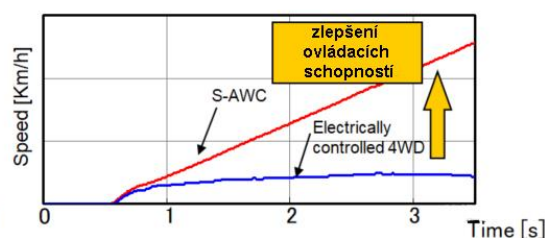
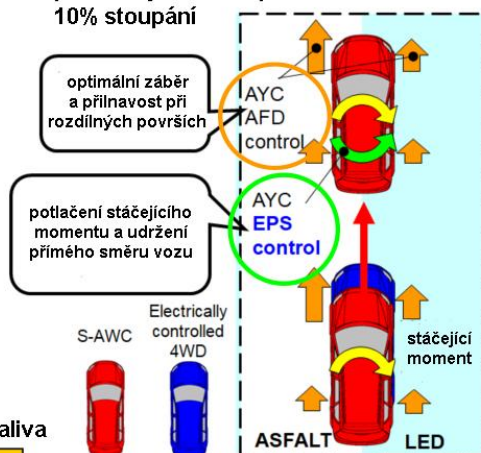
#### 2WD vs 4WD (elektronicky řízený)

podmínky:  
50% akcelerace na mokru  
33% stoupání



#### 4WD (elektronicky řízený) vs S-AWC

podmínky: start na površích o různé adhezi  
10% stoupání



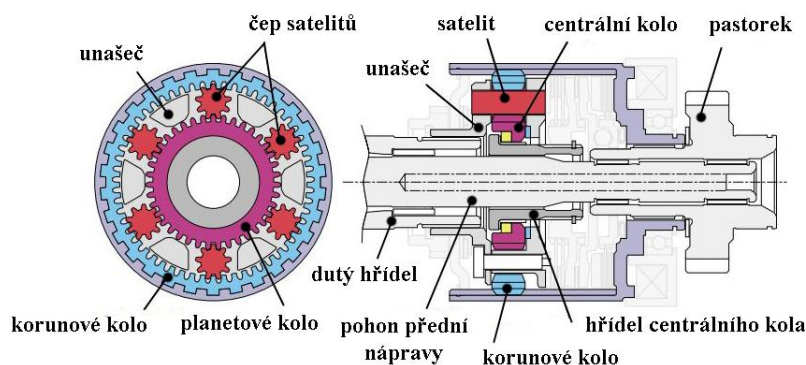
Obr. 51 Porovnání systémů 2WD, 4WD a S-AWC [54]

#### 4.2.5 SYSTÉM DCCD (SUBARU)

Systém DCCD se týká mezinápravové oblasti, konkrétně představuje elektronicky ovládaný mezinápravový diferenciál, proslavený legendárním závodním vozem Subaru *Impreza WRX STI*. Název tohoto systému pochází z anglických slov „Driver Controlled Center Differential“, což lze volně přeložit jako „řidičem ovládaný mezinápravový diferenciál“. Jak již tedy název napovídá, řidič může do systému aktivně zasahovat a určovat tak míru uzavření, resp. měnit momentový poměr pro přední a zadní nápravu v případě nestejných otáček kol náprav, přičemž výchozí poměr u II. generace systému je 41 : 59 [55]. Dřívější konstrukce (I. generace) však neumožňovala jakékoliv přepínání režimů řidičem a přenášený točivý moment byl dělený mezi nápravu v poměru 35 : 65 [56].

#### KONSTRUKČNÍ POPIS

Mezinápravový diferenciál je čelního typu s planetovým soukolím, které se skládá z planetového kola, satelitů, unašeče a korunového kola. Točivý moment tedy vstupuje od převodovky na unašeč satelitů a je dále veden na planetové kolo spojené s přední nápravou, a současně také na korunové kolo spojené se soukolím zadní nápravy. V mechanismu se nachází také třecí lamelová spojka, která je ovládaná elektromagneticky [23]. Konstrukce je viditelná na (Obr. 52).



Obr. 52 Řez mezinápravovým diferenciálem DCCD II. generace (vlevo) a funkce spojky (vpravo) [56]

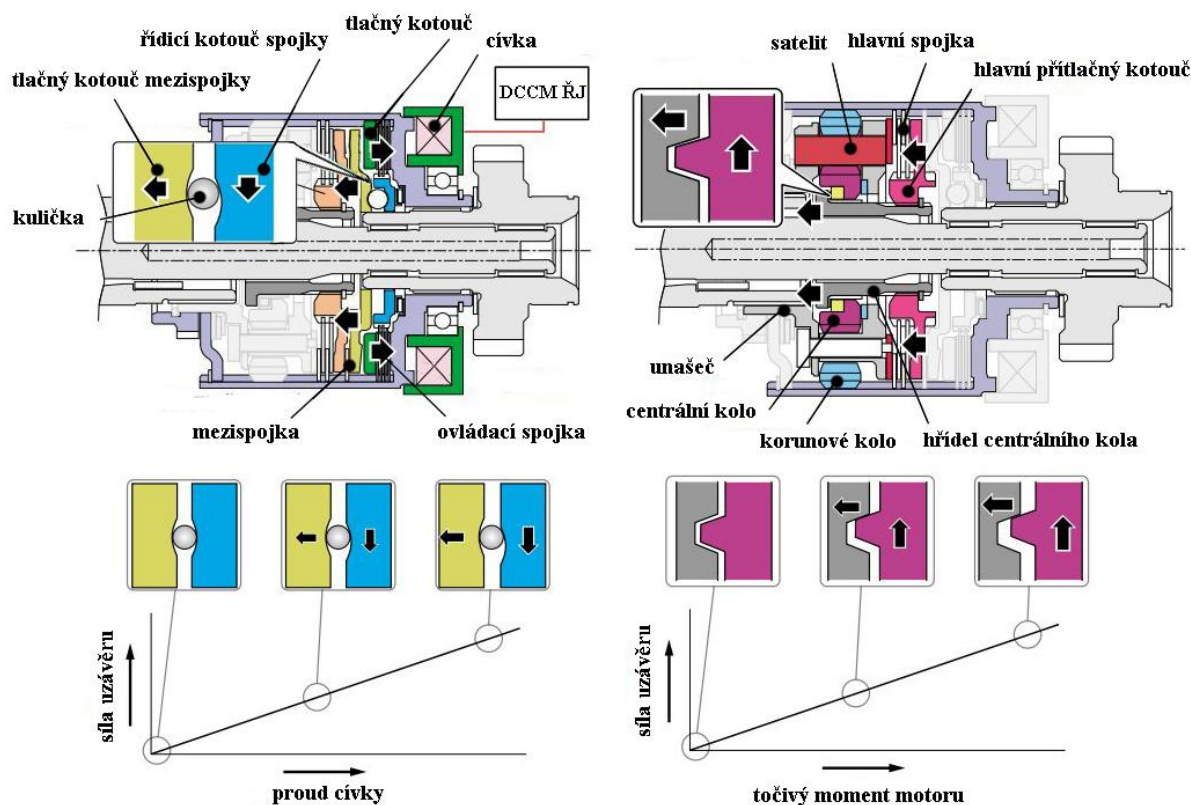
#### PRINCIP ČINNOSTI

Jak již bylo zmíněno, řidič má na výběr mimo režimu automatického také režim manuální, při kterém si řidič může vybrat ze šesti stupňů uzavření: 15 %, 35 %, 65 %, 85 % a 100 %, kdy v posledním stupni je diferenciál zcela uzavřen. V automatickém režimu řídí svornost diferenciálu řídicí jednotka a celou funkci systému při průjezdu zatáčkou lze vidět na (Obr. 54). Z něj (resp. 3D grafu) je patrná především závislost uzavření diferenciálu na bočním zrychlení a otevření škrtkové klapky. Před nájездem do zatáčky je diferenciál otevřen, v zatáčce se svornost zvyšuje a ve výjezdu ze zatáčky je svornost maximální. Počet čidel ovlivňujících jeho funkci je však více a řídicí jednotka tak dostává informace i ze signálů otáček kol, natočení volantu a teploty oleje diferenciálu. Nechybí samozřejmě také kontrola chyb, která řidiče informuje o výpadku komponenty systému [55] [56].

Funkce samotného mechanismu je velmi dobře viditelná na (Obr. 53) a popis inspirován [22] a [56]. Systém DCCD lze rozdělit na dvě části, a to mechanickou a elektromechanickou.

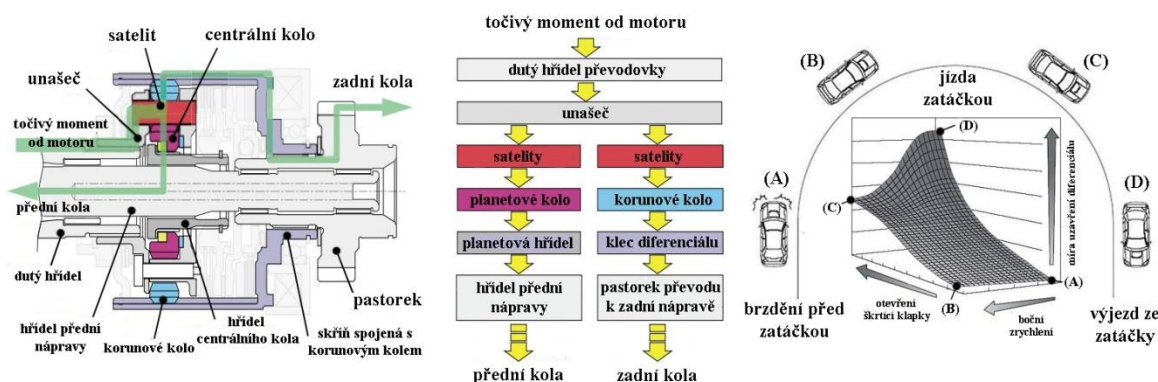
Mechanická část funguje podobně jako např. u systému Lok-O-Matic. Při velkém rozdílu otáček jedné nápravy vůči druhé má centrální kolo a hřídel centrálního kola<sup>6</sup> taktéž rozdílné otáčky, což vede k aktivaci diferenciálu v podobě odtlačování hřídele centrálního kola od samotného centrálního kola díky lichoběžníkovému profilu zapadajících zubů. Vzniká tak axiální složka síly, která tlačí na hřídel centrálního kola směrem doleva, což způsobí interakci s hlavní spojkou a zvyšování svornosti diferenciálu.

Elektromechanická část funguje na principu elektromagnetického efektu, kterého se dosáhne použitím cívky. Do této cívky je podle aktuální situace a zvoleném režimu pouštěn přes jednotku systému DCCD jistý proud, kde cívka díky zmíněnému principu indukuje magnetické pole, které se snaží přitáhnout tlačný kotouč, což způsobí tlak na ovládací spojku. V důsledku toho je řídicí kotouč spojky brzděn, má tedy rozdílné otáčky vůči tlačnému kotouči mezipojky. Zde je situace podobná jako u mechanické části, jako rozpínací elementy jsou ovšem použity kuličky, které se snaží vytlačovat tlačný kotouč na levou stranu a tím působit na hlavní spojku, což má opět za následek zvýšení svornosti. Elektronický systém má delší odezvu a aktivuje se později, než systém čistě mechanický.



Obr. 53 Schéma funkce mezinápravového diferenciálu DCCD: elektromechanická část (vlevo) a mechanická část (vpravo) [56]

<sup>6</sup> Označení se může jevit jako zavádějící, dalo by se také součást nazvat jako „objímka mechanického závěru“.



Obr. 54 Momentový tok systémem DCCD (vlevo) a chování diferenciálu v průjezdu zatačkou [56]

## VÝHODY A NEVÝHODY

Systém DCCD je coby mezinápravový diferenciál velmi sofistikovaný a pozoruhodně promyšlený, s širokou škálou režimů a nastavení. V kombinaci s elektronicky řízeným pohonem AWD taktéž od automobilky Subaru jde o pohon zaměřený na motorsport a ostrou jízdu. Najdeme jej např. ve vrcholných typech *WRX STi* (s manuální převodovkou), které se proslavily svými velkými úspěchy nejen ve světě rallye.

## 4.3 DALŠÍ TYPY AKTIVNÍCH DIFERENCIÁLŮ

Předchozí typy aktivních diferenciálů byly popsány s velkým důrazem na detail, pochopení jejich funkce a příp. zhodnocení jejich pozitiv i negativ. Aktivních diferenciálů a systémů existuje samozřejmě více, vzhledem k rozsahu práce se však není možné zabývat všemi typy do hloubky, nehledě na častou funkční podobnost jednotlivých typů. V následujících řádcích proto bude několik zajímavých typů popsáno pouze obecně bez většího důrazu na detail.

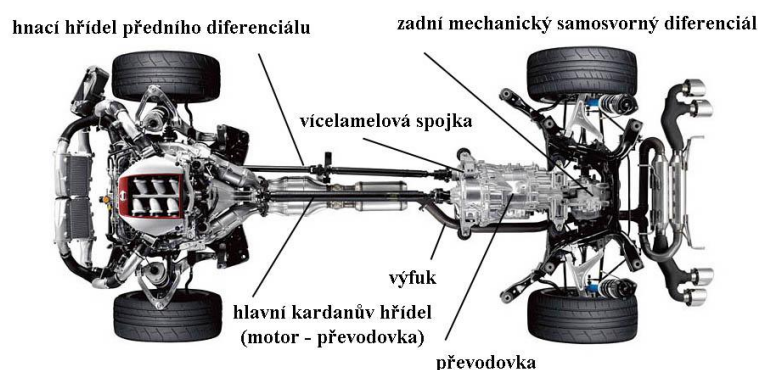
### 4.3.1 SYSTÉM ATTESA E-TS (NISSAN)

V návaznosti na japonské systémy je zde zmíněn další systém vyvinutý automobilkou Nissan. Zkratka ATTESA E-TS je složeninou anglických slov „Advanced Total Traction Engineering System for All-Terrain with Electronic Torque System“, což ve volném překladu znamená „pokročilý systém trakční techniky pro všechny adhezni podmínky s elektronickou kontrolou točivého momentu“. Složitý název celého systému nám napovídá, že jeho fungování nebude patřit mezi nejjednodušší. Systém pracuje s pohonem všech čtyř kol [58].

Konstrukce systému bude ve zkratce popsána na sportovním typu GT-R (model 2017). Vůz disponuje podélně umístěným motorem v přední části vozu, převodovka je však vzadu, jelikož vůz má primárně poháněnou zadní nápravu, přičemž přední náprava se připojuje dle potřeby. Rozvod točivého momentu je tedy realizován dvojicí hnacích hřídelů a aktuálně je to jediný systém na světě, který tohoto nekonvenčního uspořádání využívá [58]. Převodovka má tedy v zadu dva výstupy, z nichž slouží jeden ke stálému pohonu zadního diferenciálu osazeného samosvorným mechanickým diferenciálem s třecí spojkou (typ 1,5 way) [59].



Druhý výstup je pak osazen mokrou, vícelamelovou spojkou, řízenou chytrým systémem využívajícím množství snímačů, jako např. snímače ABS, přetížení, otáček motoru aj [58]. Točivý moment je dělen dle jízdních podmínek v poměrech od 2 : 98 do 50 : 50 [59]. Mezi předními koly se nachází klasický otevřený diferenciál, jehož samosvornost je upravována brzděním předních kol (podobně jako např. systém TTC). Jako nevýhodu systému lze považovat zvýšení hmotnosti celého vozu, auto je ovšem velmi dobře vyvážené a dosahuje skvělých jízdních výkonů [58]. Uspořádání poháněcího ústrojí lze vidět na (Obr. 55).

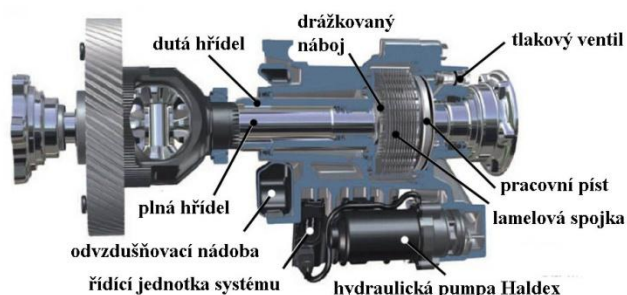


Obr. 55 Systém pohonu všech kol ATTESA E-TS vozu Nissan GT-R R35 (2017) [58]

#### 4.3.2 SYSTÉM VAQ (VOLKSWAGEN)

Pro ostřejší a sportovnější modely koncernu Volkswagen, konkrétně *Golf GTI Performance* (2015) a *Seat Leon Cupra* (2015), bylo také zamýšleno použití aktivního diferenciálu. Zkratka VAQ pochází z německého „VorderAchsQuersperre“, což se dá volně přeložit jako „zamykání přední nápravy“. Systém je zástavbově podobný systému Viscodrive [33].

Systém funguje na principu spojky Haldex páté generace. Ta se skládá z dvou souosých hřídelů o různých průměrech vložených do sebe, přičemž dutý hřídel nese vnější lamely a plný nese lamely vnitřní [33]. Tyto lamely jsou stlačovány hydraulicky pomocí elektrického čerpadla, viz (Obr. 56) [60]. Potřebný tlak je závislý na mnoha faktorech (senzorech) a vyhodnocován řídicí jednotkou, která pracuje i s čidly ABS/ESP. Systém je schopen pracovat ve třech režimech: minimální sevření, částečné sevření a plné uzavření spojky. Spojka však na rozdíl od zmíněného systému Viscodrive pracuje s rozdílem momentů, nikoliv s rozdílem otáček, nehledě na to, že jsou spojky aktivně řízeny. Systém VAQ se osvědčil ve vozech jako velmi užitečný pomocník eliminující vrozenou nedotáčivost a horší manévrovatelnost vozidel s vepředu uloženým těžším motorem a předním náhonem [33].



Obr. 56 Přední aktivní diferenciál VAQ [60]

#### 4.3.3 SYSTÉM xDRIVE (BMW)

Mezi další systémy pohonu všech kol můžeme řadit systém xDrive, který má řadu let v nabídce německá automobilka BMW [61]. Systém prošel značným vývojem. Poprvé se objevil v roce 1985 v modelu *325i Allroad*, který disponoval trvalým pohonem všech kol s preferencí poměru točivého momentu 37 : 63 pro zadní nápravu. Vůz byl však vybaven viskózní mezinápravovou spojkou, která v případě prokluzu přenášela až 80 % točivého momentu na neprokluzující nápravu. V novém tisíciletí se však celý princip systému vývojem změnil [62].

Novější systém xDrive tedy pracuje zcela jinak. Točivý moment rozděluje v základním poměru 40 : 60 s preferencí zadní nápravy mokrá lamelová spojka, která se nachází u převodovky umístěné za motorem. Tento poměr je však proměnný díky ovládání spojky vysokorychlostním elektrickým servomotorem, řízeným chytrou elektronikou systému [62]. V kombinaci se systémem DSC, který aktivně přibrzdí kola dle jejich trakčních schopností, je systém schopen rozdělovat potřebný moment na jednotlivá neprokluzující kola [61].



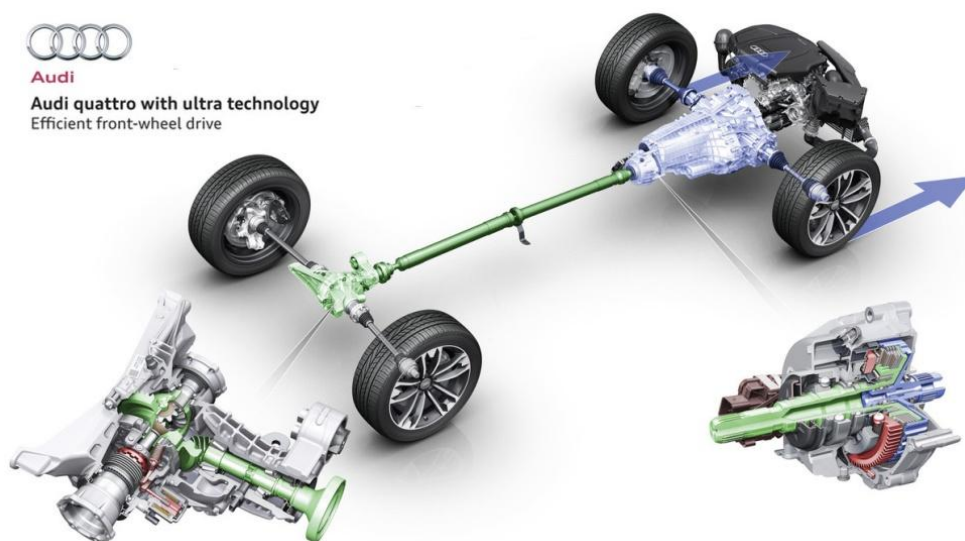
Obr. 57 Systém pohonu xDrive automobilky BMW [62]

#### 4.3.4 SYSTÉM QUATTRO (AUDI)

Podobně jako předchozí systém prošel pohon nazývaný Quattro poměrně velkým vývojem. Velkého rozmachu a ohlasu se systému vyvíjenému automobilkou Audi dostalo po jeho zástavbě do typu *Sport Quattro*, který v úpravě rallye dosahoval fenomenálních úspěchů, a označení Quattro se stalo velkým pojmem, díky kterému se může automobilka chlubit nejvíce prodanými auty s trvalým náhonem v historii. Původní systém využil podélně uloženého motoru a převodovky, přičemž spojení se zadní nápravou dělil středový diferenciál typu Torsen, který dokázal jemně reagovat a měnit točivý moment ze základního poměru 50 : 50 až na poměr 20 : 80 [63].

Díky zástavbovým důvodům se poté Audi rozhodlo pro příčnou zástavbu motoru u některých typů, u kterých se pohon zadních kol zapojoval díky elektrohydraulické spojce Haldex. Ten pracuje v nové generaci poměrně spolehlivě, jeho nevýhoda však tkví v rozdělení 50 % výkonu na jednotlivé nápravy [63].

Nejnovější modifikací je systém Quattro Ultra, navrženým pro vozy s podélně uloženými motory většího objemu. Systém vznikl z důvodu úspory paliva, jelikož trvale připojený zadní pohon generuje určité procento tření v systému, což se negativně podepisuje na vyšší spotřebě paliva motoru. Systém pracuje se dvěma spojkami. První je spojka lamelová, která odpojuje spojovací tyč na vývodu z převodovky a umí plynule a dynamicky rozdělovat hnací sílu mezi nápravy. Druhá spojka, která se nachází v zadní části u diferenciálu, je potom zubového typu, a v rozpojeném stavu eliminuje hlavní ztrátu v zadní části celého hnacího systému. Systém je moderní konstrukce, pracuje v různých režimech a dokáže předvídat chování vozu. Měl by tak reagovat pohotově a zapojovat pohon ještě dříve, než to bude aktuální adhezní situace vyžadovat [63].



Obr. 58 Systém Audi Quattro Ultra v režimu odpojené zadní nápravy [63]

## ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo provést rešerši a ucelený přehled samosvorných diferenciálů, včetně jejich obecného zhodnocení. Téma moj bakalářské práce jsem si vybral především z důvodu hlubšího zájmu o pohonná ústrojí a podvozková řešení automobilů, které by se bez diferenciálního ústrojí zkrátka neobešly.

Diferenciální ústrojí úzce spolupracuje se stálým převodem, proto byla první kapitola věnována právě rešerši nejpoužívanějších typů stálého převodu, který je společně s diferenciálem uložen v rozvodové skříně.

Druhá kapitola se již věnovala otevřeným typům diferenciálů, které jsou dnes patrně nejrozšířenějším typem diferenciálů v automobilové technice. Svou jednoduchostí, velmi omezenou funkcí v zhoršených adhezních podmínkách a omezování jeho funkce tzv. závěrkou již však nevyhovuje stoupajícím nárokům výrobců. Z tohoto důvodu byl zkonstruován diferenciál samosvorný.

Diferenciálům s proměnnou svorností byla věnována celá třetí kapitola. Typy byly rozděleny dle principu funkce do podkapitol, každý diferenciál byl s důrazem na detail popsán a obecně zhodnocen či porovnán s jinými typy.

Poslední, čtvrtá kapitola byla věnována moderním aktivním diferenciálům a systémům různých automobilek, které za pomoci aktivní elektroniky dále zlepšují nejen funkci samosvorných diferenciálů nápravových, ale také mezinápravových. Zde bych chtěl poděkovat firmám Mitsubishi a Honda, které projevily vstřícný přístup k věci a poskytly mi přínosnou firemní literaturu, díky které jsem mohl jejich systémy popsat velmi obšírně.

Pro výběr jednotlivého typu diferenciálu je nutné znát alespoň základní provozní požadavky. Automobily provozované v obtížných a náročných podmínkách by měly disponovat spíše jednoduššími mechanickými typy samosvorných diferenciálů, u závodních aut naopak oceníme velmi sofistikované pohony všech čtyř kol, které dokážou v kombinaci s dobrým podvozkem výrazně měnit jízdní výkony. Automobily dnešní doby však díky zvýšeným nárokům na bezpečnost a moderním trendům narůstají na hmotnosti, mají výše položená těžiště aj., což činí zvýšené požadavky na pohonná ústrojí, které však bývají zřídka naplněny. Občas se také můžeme setkat se sportovně vypadajícími a znějícími auty, které však disponují pohonem jedné nápravy a otevřeným diferenciálem bez svorného účinku, a tím tak zbytečně sráží svůj potenciál. Troufám si říci, že sportovní auto není sportovním autem, pokud není osazeno alespoň základním typem samosvorného diferenciálu. Automobilky tak alespoň ve větší míře využívají brzdového okruhu k blokování funkce diferenciálu při průjezdu zatáčkami, jelikož je tento systém poměrně dobře implementovatelný

Vývojový potenciál samosvorných diferenciálů je z mého pohledu poměrně nejistý, část automobilové výroby se již zaměřuje na výrobu automobilů s elektrickým pohonem, které mohou mít osazené každé hnané kolo vlastním aktivně řízeným elektromotorem. Díky tomuto může být výrazná část pohonného ústrojí včetně diferenciálu eliminována. Věřím však, že u sportovních, terénních a nákladních vozů budou aktivní systémy hrát důležitou roli ještě po dlouhou dobu a jejich funkce bude dále zdokonalována. Jen čas však ukáže o osudech těchto ústrojí.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily 2.: Převody*. 2., aktualiz. vyd. Brno: Avid, 2009. ISBN 978-80-87143-12-4.
- [2] VLK, František. *Převodová ústrojí motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. ISBN 80-239-0025-0. Dostupné také z: <http://www.digitalniknihovna.cz/mzk/uuid/uuid:325c16d0-2f60-11e5-8851-005056827e51>
- [3] Rozvodovky a diferenciály. ELUC: Elektronická učebnice [online]. [cit. 2019-03-02]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1479>
- [4] BODLÁK, Miroslav. *Dvoustranné stálé převody*. Hradec Králové, 2012. Dostupné také z: [www.dumy.cz/stahnout/113335](http://www.dumy.cz/stahnout/113335)
- [5] BODLÁK, Miroslav. *Dvojnásobné stálé převody*. Hradec Králové, 2012. Dostupné také z: [www.dumy.cz/stahnout/113336](http://www.dumy.cz/stahnout/113336)
- [6] GRUND, Antonín. *Oprava zadní nápravy automobilů, rozvodovka* [online]. Vsetín: Střední odborná škola Josefa Sousedíka, 2009 [cit. 2019-03-05]. Dostupné z: <http://int.spsoa-ub.cz/projekty/ov3000/AUTO/AUTOMECHANIK/OK%20Automechanik%20VS/AMII-5.3%20Rozvodovka.doc>
- [7] KUBÍK, Michal. *Nápravové diferenciály, uložení pastorku* [online]. Brno, 2011 [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=39595](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=39595). Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ivan Mazůrek.
- [8] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidla silniční dopravy II*. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojů v Žilině, 1994. ISBN 80-7100-074-4.
- [9] JeepShop [online]. 2007 [cit. 2019-04-05]. Dostupné z WWW: [http://jeepshop.cz/popup\\_image.php?PID=360](http://jeepshop.cz/popup_image.php?PID=360).
- [10] Inventor Of Automotive Technologies - Vernon Gleasman's Legacy. TheAutoChannel [online]. Rochester (NY): TheAutoChannel, 2004 [cit. 2019-04-06]. Dostupné z: <https://www.theautochannel.com/news/2004/11/19/285488.html>
- [11] SOUKUP, Jan. *Diferenciály s funkcí Torque Vectoring* [online]. Praha, 2018 [cit. 2019-04-08]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/77514/F2-BP-2018-Soukup-Jan-Diferencialy-s-funkci-torque-vectoring.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Gabriela Achtenová.

- [12] BODLÁK, Miroslav. Samosvorné diferenciály. In: *Slideplayer* [online]. Hradec Králové: SOŠ a SOU, Vocelova 1338, 2012 [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: <https://slideplayer.cz/slide/12706941/>
- [13] KOZÁK, Ondřej. *Diferenciály osobních automobilů* [online]. Brno, 2010 [cit. 2019-04-15]. Dostupné z: [https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/2351/Kozak.O\\_Diferencialy\\_2010.pdf?sequence=1](https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/2351/Kozak.O_Diferencialy_2010.pdf?sequence=1). Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Zdeněk Kaplan.
- [14] Samosvorný diferenciál - porucha. *GazKlub: občanské sdružení* [online]. ČR: GazKlub, 2014 [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://www.gazklub.cz/diskuze/viewtopic.php?f=50&t=6184>
- [15] Torsen. *Audiklub* [online]. ČR: Audiklub, 2008 [cit. 2019-04-20]. Dostupné z: <https://audiklub.cz/techwiki/torsen>
- [16] KAPLAN, Zdeněk. *Torsen* [e-mail]. 3. 5. 2019 12:08. [cit. 2019-05-04].
- [17] KESL, Miroslav. Šnekové soukolí (převody). *MM Průmyslové spektrum* [online]. Praha: MM publishing, 2013 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/snekova-soukoli-prevody.html>
- [18] Torsen: How it works. *Torsen* [online]. Rochester (NY): Two Jet View Drive, 2017 [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: <https://torsen.com/how-it-works/>
- [19] Torsen Differential Type A. In: *GrabCAD* [online]. USA: GrabCAD, 2018 [cit. 2019-05-04]. Obrázek ve formátu JPG. Dostupné z: <https://grabcad.com/library/torsen-differential-type-a-2>
- [20] VALSKÝ, Jonáš. *Rešerše diferenciálů používaných na vozech Formula Student* [online]. Praha, 2015 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/63421/F2-BP-2015-Valsky-Jonas-Reserse%20diferencialu%20pouzivanych%20na%20vozech%20Formula%20Student.pdf?sequence=1>. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Nikita Astraverkhau.
- [21] Lancia Delta HF Integral Evoluzione: Transmission Layout. In: *Batoies* [online]. USA: Batoies, 2000 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: <http://batoies.com/transmis.html>
- [22] ACHTENOVÁ, G., TŮMA V. *Vozidla s pohonem všech kol*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2009, 380 s. ISBN 978-80-7300-236-7.
- [23] MAREK, Martin. *Využití „Torque Vectoring“ diferenciálu u současných automobilů* [online]. Brno, 2014 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=85146](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=85146). Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Petr Porteš.

- [24] WAN, Mark. 4-Wheel Drive. *AutoZine* [online]. China: AutoZine, 2016 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [https://www.autozine.org/technical\\_school/traction/4WD\\_1.html](https://www.autozine.org/technical_school/traction/4WD_1.html)
- [25] TYPE-RS Limited Slip Differential. *Cusco* [online]. Japan: Cusco, 2013 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [https://www.cusco.co.jp/en/catalog/pdf\\_catalogue\\_lsd.html](https://www.cusco.co.jp/en/catalog/pdf_catalogue_lsd.html)
- [26] Self Locking Differential Lok-O-Matic. *AlfaBB* [online]. [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [https://www.alfabb.com/bb/forums/attachments/gt-1963-1977/253328d1343109146-rear-axle-backlash-pre-load-zf-lsd-loc\\_o\\_matic-mediafiles.pdf](https://www.alfabb.com/bb/forums/attachments/gt-1963-1977/253328d1343109146-rear-axle-backlash-pre-load-zf-lsd-loc_o_matic-mediafiles.pdf)
- [27] CSÉMI, András. *Diferenciály osobních automobilů* [online]. Brno, 2017 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=149623](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=149623).  
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Zdeněk Kaplan.
- [28] RAPALA, Daniel. *Diferenciály silničních vozidel* [online]. Ostrava, 2016 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/114783/RAP0010\\_FS\\_B2341\\_2301R003\\_2016.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://dspace.vsb.cz/bitstream/handle/10084/114783/RAP0010_FS_B2341_2301R003_2016.pdf?sequence=1&isAllowed=y).  
Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy. Vedoucí práce Michal Richtář.
- [29] Systém regulace prokluzu kol. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2019 [cit. 2019-05-05]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Syst%C3%A9m\\_regulace\\_prokluzu\\_kol](https://cs.wikipedia.org/wiki/Syst%C3%A9m_regulace_prokluzu_kol)
- [30] Diferencál: Citroen BX. *Diopan* [online]. 2005 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <http://www.diofan.cz/citroenbx/diferencial.htm>
- [31] TOMÁŠEK, Jiří. Viskózní spojka. *SPŠ Ostrov* [online]. Ostrov: SPŠ Ostrov, 2014 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: [http://pub.spsostrov.cz/Sablony\\_2014\\_Web/20-Silni%C4%8Dn%C3%AD%20vozidla/201-Diferenci%C3%A1ly%20a%20pohon%20v%C5%A1ech%20kol/VY\\_32\\_INOVACE\\_SIV\\_UMA13,%20Viskozni%C3%AD%20spojka.pdf](http://pub.spsostrov.cz/Sablony_2014_Web/20-Silni%C4%8Dn%C3%AD%20vozidla/201-Diferenci%C3%A1ly%20a%20pohon%20v%C5%A1ech%20kol/VY_32_INOVACE_SIV_UMA13,%20Viskozni%C3%AD%20spojka.pdf)
- [32] DUSIL, Tomáš. Technika: Samosvorné diferenciály - Stejný účel, různý princip. *Auto.cz* [online]. Praha: Czech news center, 2016 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/technika-samosvorne-diferencialy-stejny-ucel-ruzny-princip-92755>
- [33] DUSIL, Tomáš. Technika: VAQ – Haldex mezi předními koly. *Auto.cz* [online]. Praha: Czech news center, 2014 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/technika-vaq-haldex-mezi-prednimi-koly-83999>
- [34] HERKA, Miroslav. *Současný stav a vývojové tendence v konstrukci diferenciálu* [online]. Brno, 2009 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=17299](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=17299).  
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Ondřej Blatňák.



- [35] Samosvorný diferenciál. *COPTKM* [online]. Kroměříž: COPTKM, 2012 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://coptkm.cz/portal/reposit.php?action=0&id=43536&revision=-1&instance=4>
- [36] SAJDL, Jan. EDS (Elektronische Differenzialsperre). *Autolexicon.net* [online]. Autolexicon.net [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/eds-elektronische-differenzialsperre/>
- [37] XDS – Elektronická uzávěrka diferenciálu. *Šmucler* [online]. Plzeň: Šmucler, 2016 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://www.smucler.cz/blog/xds-elektronicka-uzaverka-diferencialu/>
- [38] SAJDL, Jan. XDS. *Autolexicon.net* [online]. Autolexicon.net [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/xds/>
- [39] PECÁK, Radek. Systém XDS je další v řadě elektronických pomocníků. *Aktuálně: zprávy* [online]. Praha: Economia, 2010 [cit. 2019-05-109]. Dostupné z: <https://zpravy.aktualne.cz/ekonomika/auto/system-xds-je-dalsi-v-rade-elektronickych-pomocniku/r~i:article:668634/>
- [40] SAJDL, Jan. TTC (Torque Transfer Control). *Autolexicon.net* [online]. Autolexicon.net [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/ttc-torque-transfer-control/>
- [41] Honda Prelude Mk5. *Autohit* [online]. Praha: Motormedia Bohemia, 2013 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://www.autohit.cz/testy/38969-honda-prelude-mk5>
- [42] PERIAN, Thomas. Honda ATTS. *HondaOldies* [online]. Rheurdt: HondaOldies, 2013 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://www.hondaoldies.de/Korbmacher-Archiv/Technik/atts.htm>
- [43] SAJDL, Jan. SH-AWD (Super Handling All-Wheel Drive). *Autolexicon.net* [online]. Autolexicon.net [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/sh-awd-super-handling-all-wheel-drive/>
- [44] SH-AWD Construction and Function. *Honda Motor Company*, 2004, firemní literatura - prezentace
- [45] Honda Legend kb1. In: *Auto.cz* [online]. Praha: Czech news center, 2013 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: [http://moje.auto.cz/?sekce=foto&im\\_id=im\\_54ff1eb03ab21&ga\\_id=GA\\_4f9af3cf30ff6](http://moje.auto.cz/?sekce=foto&im_id=im_54ff1eb03ab21&ga_id=GA_4f9af3cf30ff6)
- [46] Honda Legend – Majitele děsí nízká zůstatková hodnota. *TipCars* [online]. EBM system s.r.o, 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.tipcars.com/magazin/recenze-uzivatelu/honda-legend-majitele-desi-nizka-zustatkova-hodnota.html>
- [47] Active Yaw Control. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. St. Petersburg (Florida): Wikipedia Foundation, 11. 12. 2006, poslední aktualizace 21. 08. 2018 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Active\\_Yaw\\_Control](https://cs.wikipedia.org/wiki/Active_Yaw_Control)

- [48] How much faster Evo w/ S-AYC vs Evo no AYC? *Evolutionm MITSUBISHI ENTHUSIAST NETWORK* [online]. 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.evolutionm.net/forums/evo-general/191682-how-much-faster-evo-w-s-ayc-vs-evo-no-ayc-3.html>
- [49] DUSIL, Tomáš. Samosvorné diferenciály: Do hry vstupuje elektronika (2. část). *Auto.cz* [online]. Praha: Czech news center, 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.tipcars.com/magazin/recenze-uzivatelu/honda-legend-majitele-desi-nizka-zustatkova-hodnota.html>
- [50] AYC – Active Yaw Control. *MITSUBISHI MOTORS: Drive your Ambition* [online]. MITSUBISHI MOTORS CORPORATION [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.mitsubishi-motors.com/en/innovation/technology/library/ayc.html>
- [51] Systém S-AWC Mitsubishi Lancer Evolution 09 MY, *Mitsubishi Motors*, firemní literatura - prezentace
- [52] WAN, Mark. 4WD with Electronic (Active) torque split: Porsche PSK – Porsche 959 (1987). *AUTOZINE TECHNICAL SCHOOL* [online]. Autozine 1997 - 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: [https://www.autozine.org/technical\\_school/traction/4WD\\_2.html](https://www.autozine.org/technical_school/traction/4WD_2.html)
- [53] EVO X - How ACD Works. *EVO X – Mitsubishi Lancer Evolution X* [online]. 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://10evolution.blogspot.com/2016/04/evo-x-how-acd-works.html>
- [54] Systém 4x4 S-AWC Mitsubishi Outlander, *Mitsubishi Motors*, firemní literatura - prezentace
- [55] LÁNÍK, Ondřej. Mezinápravový diferenciál Subaru DCCD (Jak to funguje?) *Auto.cz* [online]. Praha: Czech news center, 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/mezinappravovy-diferencial-subaru-dccd-jak-to-funguje-14780>
- [56] DCCD Subaru XT<sub>i</sub> Explained: Rear Differential oil temperature warning lights. *Subaru Idiots* [online]. 2015 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://subaruidiots.com/dccd-subaru-sti-explained/2/>
- [57] Jak pracuje DCCD (Driver Controlled Central Differential) *AWDOC.cz: all wheel drive owners club* [online]. AWDOC.CZ, 2016 [cit. 2019-05-09]. Dostupné z: <http://www.awdoc.cz/drupal/node/67>
- [58] BEDNÁŘ, Marek. Jak funguje pohon 4x4 Nissanu GT-R? Je stále jediný takový na světě. *Autoforum.cz* [online]. Praha: Autoforum.cz, 2016 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/technika/jak-funguje-pohon-4x4-nissanu-gt-r-je-stale-jediny-takovy-na-svete/>
- [59] VOLŠICKÝ, Lukáš. *Nissan GT-R, část třetí: ATTESA a převodovka* [online]. 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <http://templeofspeed.cz/nissan-gt-r-cast-treti-playstation-nebo-zazrak/>

- [60] WILLIAMS, Evan. VW's VAQ Differential, How Does it Work?. *VWvortex* [online]. Toronto: Verticalscope, 2019 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.vwvortex.com/features/vws-vaq-differential-work/>
- [61] Technika: systém BMW pohonu všech kol xDrive. *Autorevue.cz* [online]. Praha: Autorevue.cz, 2005 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: [https://www.autorevue.cz/technika-system-bmw-pohonu-vsech-kol-xdrive\\_1](https://www.autorevue.cz/technika-system-bmw-pohonu-vsech-kol-xdrive_1)
- [62] WAGENKNECHT, Martin. Technologie v autech: pohon všech kol xDrive. *FDrive.cz* [online]. Praha: 24net, 2017 [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://fdrive.cz/clanky/technologie-v-autech-pohon-vsech-kol-xdrive-866>
- [63] WAGENKNECHT, Martin. Technologie v autech: pohon všech kol quattro. *FDrive.cz* [online]. Praha: 24net, 2017 [cit. 2019-05-19]. Dostupné z: <https://fdrive.cz/clanky/technologie-v-autech-pohon-vsech-kol-quattro-915/2-audi-quattro-ultra>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

### SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

2WD	Two Wheel Drive
4WD	Four Wheel Drive
ABS	Anti-lock Brake System
ACD	Active Center Differential
AFD	Active Front Differential
ASC	Active Stability Control
ASD	Automatisches Sperrdifferential
ASR	Anti Slip Regulation
ATF	Automatic Transmission Fluid
ATTESA E-TS	Advanced Total Traction Engineering System for All-Terrain with Electronic Torque System
ATTS	Active Torque Transfer System
AYC	Active Yaw Control
DCCD	Driver Controlled Center Differential
ECU	Electronic Control Unit
EDS	Electronic Data Systems
S-AWC	Super All Wheel Control
S-AYC	Super Active Yaw Control
SH-AWD	Super Handling All Wheel Drive
TTC	Torque Transfer Control
VAQ	VorderAchsQuersperre
ZF	Zahnradfabrik Friedrichschafen

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

$F_l$	[N]	Síla na levém kole
$F_l$	[N]	Síla na levé planetě
$F_p$	[N]	Síla na pravém kole
$F_p$	[N]	Síla na pravé planetě
$M_{Tl}$	[N.m]	Třecí moment na levém planetovém kole
$M_{Tp}$	[N.m]	Třecí moment na pravém planetovém kole
$M_{Ts}$	[N.m]	Třecí moment na satelitu
$M_l$	[N.m]	Moment na levém centrálním kole
$M_l$	[N.m]	Moment na levém hřídeli
$M_{lmax}$	[N.m]	Maximální přenesitelný moment levého kola
$M_p$	[N.m]	Moment na pravém centrálním kole
$M_p$	[N.m]	Moment na pravém hřídeli
$M_{pmax}$	[N.m]	Maximální přenesitelný moment pravého kola
$M_t$	[N.m]	Hnací moment (na talířovém kole)
$M_{tmax}$	[N.m]	Maximální celkový přenesitelný moment
$n_1$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky levého kola
$n_2$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky pravého kola
$n_k$	[s <sup>-1</sup> ]	Otáčky klece diferenciálu
$r_d$	[m]	Vzdálenost kola od diferenciálu (rameno síly)
$r_{pl}$	[m]	Poloměr planety (levé i pravé)
$r_s$	[m]	Poloměr satelitu
$\mu_l$	-	Součinitel přílnavosti levého kola
$\mu_p$	-	Součinitel přílnavosti pravého kola
$\omega_l$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost levého kola
$\omega_p$	[rad.s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost pravého kola